Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти **другий (магістерський)** за освітньо-професійною програмою

Спеціальність **131 Прикладна механіка**

Спеціалізація **«Технології комп’ютерного проектування верстатів, роботів і машин»**

ЗАТВЕРДЖУЮ
В.о. завідувача кафедри
_____ О.В. Шевченко
(підпис) (ініціали, прізвище)
“____” _____ 2019 р.

З А В Д А Н Н Я

НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

Артеменко Олександр Русланович

1. Тема дисертації **Підвищення показників працездатності фрезерного верстату з числовим програмним керуванням**

науковий керівник дисертації Гаврушкевич Андрій Юрійович, к.т.н., доц.

затверджені наказом по університету від **“31” жовтня 2019 року** № **3800-с**

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об’єкт дослідження Широкоуніверсальний фрезерний верстат SMO-32 з числовим програмним керуванням

4. Вихідні дані Паспорт верстата, креслення вузлів, креслення деталі «Кришка».

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Огляд верстатів-аналогів, огляд допоміжного обладнання, опис верстата та його технічні характеристики, кінематичний розрахунок привода головного руху, конструкторський розрахунок горизонтального шпиндельного вузла, обгрунтування компоновки шпиндельного вузла, статичний аналіз пристосування для фрезерування в середовищі Inventor, розробка керуючої програми обробки деталі «Кришка» в системі Heidenhain.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу Огляд верстатів-аналогів (плакат), огляд допоміжного обладнання (плакат), Кінематична схема верстату, Зовнішній вигляд верстату, Горизонтальний

шпиндельний вузол, Вертикальна головка, Коробка швидкостей, Статичний аналіз пристосування в середовищі Inventor, Пристосування для фрезерування, Керуюча програма обробки деталі «Кришка»

7. Орієнтовний перелік публікацій:

1) Конструктивні особливості систем вимірювання інструментів на верстатах з ЧПК. О. Р. Артеменко, Я. М. Колода, В. А. Ковальов. «Інновації молоді в машинобудуванні 2019», Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, 2019 р.

2) Classification of Mobile Working Devices. O. R. Artemenko, N. V. Havrushkevych, A. Y. Havrushkevych. Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів «Інновації молоді - машинобудуванню»; - м.Київ. 2018р..

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Огляд верстатів-аналогів. Розробка плакату		
2	Опис верстата та його технічні характеристики. Оформлення креслення «Зовнішній вигляд верстата»		
3	Кінематичний розрахунок привода головного руху, оформлення креслень «Кінематика», «Коробка швидкостей»		
4	Конструкторський розрахунок шпиндельного вузла, оформлення креслень «Горизонтальний шпиндельний вузол», «Вертикальна головка»		
5	Огляд допоміжного обладнання, оформлення плакату		
6	Розробка пристосування для фрезерування, силовий розрахунок пристосування		
5	Статичний аналіз пристосування для фрезерування, оформлення креслення «Пристосування для фрезерування», плакату «Статичний аналіз пристосування»		
7	Розробка керуючої програми обробки деталі «кришка»		
8	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки, креслень, плакатів та додатків		

Студент _____ **Артеменко О.Р.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ **Гаврушкевич А.Ю.**

АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури та додатку А. Основний текст складається з 83 сторінок, включає в себе 13 таблиць і 46 рисунків.

Робота присвячена підвищенню показників працездатності фрезерного верстату з ЧПК моделі SMO-32.

В роботі проаналізовано та виконано огляд верстатів, які є аналогами верстату SMO-32, зроблено висновки стосовно критеріїв продуктивності агрегатів. Проведено інформаційне дослідження додаткового обладнання для розширення технологічних характеристик верстату - багатошпиндельні головки, мультиплікатори та кутові головки провідних фірм - виробників (NIKKEN, Henninger, GERRARDI).

Запропонований метод підвищення показників працездатності універсального фрезерного верстату SMO-32 за рахунок заміни електродвигуна та зміни компоновки коробки швидкостей та шпиндельного вузла для використання додаткового оснащення: вертикальної головки та мультиплікаторної головки для підвищення частот обертання шпинделя (швидкісне фрезерування, яке використовується для обробки легких сплавів). Підбір підшипників відбувався за каталогом фірми “FAG”.

В якості деталі-представника для повної комплексної обробки використано деталь “Кришка” (фрезерування площини, фрезерування лисок, бокових поверхонь; розфрезеровування цапф та, зокрема, свердління отворів і нарізання різьби).

В якості додаткового обладнання спроектовано і використано пристосування з гідравлічним затиском для фрезерування деталі «Кришка». Статичний аналіз пристосування проведений в системі “Autodesk Inventor”.

Керуюча програма обробки деталі “Кришка” виконана в CAM системі “Heidenhain iTNC640”.

Ключові слова: верстат, кришка; оснащення; підшипник; пристосування; шпиндель, керуюча програма обробки.

АННОТАЦИЯ

Магистерская диссертация состоит из вступления; четырех разделов; итогов; списка использованной литературы и дополнения. Основной текст состоит из 83 страниц, включая 13 таблиц и 46 рисунков.

Работа посвящена повышению показателей работоспособности фрезерного станка с ЧПУ модели SMO-32.

Проанализировано и исполнено обзор станков, принципиально аналогичные станку SMO-32, сформулировано итоги касательно критериев работоспособности агрегатов. Проведено информационное исследование дополнительного оборудования для расширения технологических характеристик станка - многошпиндельные головки, мультипликаторы и угловые головки передовых фирм - производителей (NIKKEN, Henninger, GERRARDI).

Предложен метод повышения показателей работоспособности универсального двухшпиндельного фрезерного станка SMO-32 за счет замены электродвигателя и изменения компоновок шпиндельных узлов для использования дополнительной оснастки: вертикальной головки для полной комплексной обработки детали “крышка” (фрезерования плоскости; фрезерования лысок и боковых поверхностей; сверления отверстий и нарезку резьбы); мультипликаторная головка для повышения частот вращения шпинделя (скоростное фрезерование, которое применяется для обработки деталей из легких сплавов). Подбор подшипников производился при помощи каталога фирмы “FAG”, с их дальнейшим расчетом на жесткость и долговечность. К дополнительной оснастке использовано приспособление для фрезеровки с гидравлическим зажимом. Статический анализ приспособления

проведен в системе “Autodesk Inventor”. Управляющая программа обработки детали “крышка” выполнена в CAM системе “Heidenhain iTNC640”.

Ключевые слова: станок; крышка; оснастка; подшипник; приспособление; шпиндель

ABSTRACT

Master's degree dissertation consists of entry, four divisions, conclusions. Basic text consists of 83 pages, the list of the used literature and addition of A. It includes for 13 tables and 46 pictures.

This state is dedicated to increasing performance indexes of CNC milling machine SMO-32.

The review of machines, which are fundamentally similar to the SMO-32 machine, is analyzed and made, conclusions are made regarding the performance criteria of the units. Information research of additional equipment for the expansion of technological characteristics of the machine - multi-spindle heads, multipliers and angular heads of leading companies - manufacturers (NIKKEN, Henninger, GERRARDI) was conducted.

Offered method of increase of indexes of capacity for universal double-spindel milling machine-tool SMO - 32 due to replacement of electric motor and change of arrangements of spindel knots for the use of the additional rigging : vertical head for complete complex treatment of detail "lid" (milling surface; milling flatter; wimbling and threading); a multiplication head is for the increase of frequencies of rotation of the spindel (speed milling that is used for treatment of light alloys). The selection of bearing took place after the catalogue of firm "FAG", with a further calculation on inflexibility and durability. Before the additional rigging adaptation is used for milling with a hydraulic clamp. The static analysis of adaptater is conducted in the system "Autodesk Inventor". Control program of treatment of detail a "lid" is executed in CAM program “Heidenhain iTNC640”.

Key words: machine; lid; rigging adaptation; bearing; adapter; spindel.

ЗМІСТ

	Вступ	8
1.	Оглдя верстатів	11
1.1.	Огляд та аналіз технічних характеристик верстатів-аналогів	11
1.2.	Огляд і аналіз допоміжного обладнання для шпиндельного вузла	19
1.3.	Опис базового верстата	30
1.4.	Складові частини фрезерного верстата	30
1.5.	Технічні характеристики фрезерного верстата	32
1.6.	Опис роботи окремих вузлів верстата	35
1.6.1	Горизонтальний шпиндельний вузол	35
1.6.2.	Шпиндельна бабка	37
1.6.3.	Вертикальна голівка	39
2.	Проектувальний розрахунок привода головного руху	41
2.1.	Визначення режимів різання, сили різання і потужності	41
2.2.	Вибір оптимальної структури приводу головного руху	42
2.3.	Кінематичний розрахунок коробки швидкостей	44
2.4.	Побудова графіку частот привода головного руху	46
2.5.	Кінематична схема ПГР	48
2.6.	Визначення передаточних відношень	49
2.7.	Розрахунок чисел зубів зубчастих коліс	49
2.8.	Визначення дійсних частот обертання шпинделя та похибки від табличних значень	52
2.9.	Розрахунковий ККД приводу головного руху	53
2.10.	Попередній розрахунок діаметрів валів	54
2.11.	Вибір електродвигуна	55

3.	Конструкторський розрахунок шпиндельних вузлів	57
3.1.	Визначення максимального режиму різання	57
3.2.	Обгрунтування компоновок шпиндельних вузлів	58
3.3.	Зміна схеми установки опор шпинделя модернізованого верстата	64
3.4.	Розрахунок жорсткості (податливості) опор	66
3.5.	Визначення радіальної жорсткості шпиндельного вузла	67
3.6.	Визначення радіального биття опор шпиндельного вузла	68
3.7.	Визначення демпфувальних властивостей шпиндельного вузла	69
3.8.	Визначення власної частоти шпинделя	69
3.9.	Розрахунок радіальної жорсткості задньої опори шпинделя	70
4.	Конструювання пристосування для обробки деталі «Кришка»	73
4.1	Опис верстатного пристосування (операція 015) та принципу його роботи	73
4.2	Силовий розрахунок верстатного пристосування (операція 015)	75
4.3.	Моделювання процесу закріплення заготовки в пристосуванні для фрезерування	78
4.4.	Розробка керуючої програми обробки деталі «Кришка» в системі Heidenhain iTNC640	81
	Висновки	91
	Список використаної літератури	92
	Додаток А	96

Вступ

Фрезерні верстати з ЧПУ, які мають дві і більше шпиндельних головок, широко використовуються у масовому виробництві за рахунок економії часу у виготовленні однотипових деталей. На таких верстатах виконується обробка з декількох сторін або є можливість переобладнання верстата для обробки однією або іншою шпиндельною голівкою, що робить дане обладнання особливо затребуваним.

Надійна конструкція верстатів дозволяє багаторазово одночасно виконувати поставлені задачі по обробці; жорстка станина забезпечує низький показник вібрації, що супроводжується сталістю і точністю устаткування. Заготовки кріпляться на поворотних столах чи в оснащенні, що дозволяє виконувати обробку різних форм – як тіл кочення, так і листів чи поковок.

Багатошпиндельні фрезерні верстати можуть працювати за двома сценаріями:

1. Працює тільки один шпиндель.

3. Найбільш актуальна схема: робочі інструменти установлюються в барабан в послідовності відповідно до порядку операцій в програмі обробки; шпинделі працюють по черзі на усіх етапах виготовлення. Таким чином, зменшується штучний час за рахунок зміни інструмента – $t_{шт.оп.}=0$.

Безперечно, одношпиндельні верстати з ЧПУ дешевші відносно багатошпиндельних, проте вони «програють» у продуктивності завдячуючи великій кількості виконуваних завдань за максимально короткі проміжки часу і якісній обробці за рахунок жорсткості динамічної системи верстату [1].

Метою роботи є підвищення показників працездатності верстату фрезерного з ЧПК SMO-32.

Згідно з ДСТУ 2860-94 «працездатність – це стан об’єкта, який характеризується його здатністю виконувати усі потрібні функції» [48].

До показників працездатності відносяться:

- Вібростійкість
- Геометрична та кінематична точність
- Жорсткість
- Теплостійкість
- Шумова характеристика
- Надійність
- Безпекове використання верстату

«Методи та можливості підвищення надійності машин досить різноманітні і пов’язані зі всіма етапами проектування, виготовлення та експлуатації машини. Шляхи в даній галузі розділяються на кілька генеральних напрямків. Одним із основних – це підвищення стійкості до зовнішніх впливів. Сюди відносяться методи створення міцних жорстких, зносостійких вузлів за рахунок їх раціональної конструкції, застосування матеріалів із високою міцністю, зносостійкістю, антикорозійністю, теплостійкістю та інше.» [2, с.565].

Шпиндельний вузол верстата є кінцевою ланкою привода головного руху і призначений для закріплення інструменту чи пристосування із заготовкою. Компоновка шпиндельного вузла впливає найбільш суттєво на точність, надійність та продуктивність самого верстату.

Шпиндельний вузол складається із самого шпинделя, його опор, приводного елементу. В ньому виділяють передній та задній кінці та міжопорну ділянку.

В процесі експлуатації верстату шпиндельний вузол передає інструменту (чи заготовці) крутний момент, який необхідний для виконання механічної обробки. Потужність привода головного руху, що передається шпиндельним вузлом може досягати 150 кВт, частоти обертання досягають 30000 об./хв. та більше, а величина діючих сил різання - до 30000 Н.

На шпиндель діють навантаження, які викликані силами різання, силами в приводі (пасовому, зубчастому), а також відцентровими силами, які які виникають від незрівноваженості деталей що обертаються самого шпиндельного вузла, пристосування та заготовки.

Проектування вузла включає в себе: вибір типу привідного елемента, опор, пристроїв для їх змащування і захисту від забруднення, визначення діаметрів шпинделя під опорами, відстаней між опорами і розробку конструкції всіх елементів.

Працездатність МРВ значною мірою визначається точністю обертання шпинделів, статичною та динамічною жорсткістю системи, гранично допустимою частотою обертання, діапазоном зміни частот, нагрівом, несучою здатністю та довговічністю підшипників. Лише деякі із перечислених параметрів працездатності нормуються в наш час.

Точність обертання шпинделя є однією із найважливіших характеристик ШВ, які значною мірою визначають точність обробки виробів на верстаті. В шпиндельних вузлах на опорах кочення вона залежить від точності виготовлення підшипників і пов’язаних з підшипниками деталей шпиндельного вузла, від якості монтажу, від регулювання підшипників (величини зазору-натягу) і від числа оборотів шпинделя, при якому відбувається обробка виробу.

Точність обертання шпинделів регламентуєтсья державними стандартами, а саме, наступні параметри: радіальне биття центруючої шийки шпинделя (на торці шпинделя та на заданній відстані від шпинделя), осьове биття шпинделя, торцеве биття опорного бурта шпинделя. [3, с.5]

1. Огляд верстатів

1.1. Огляд та аналіз технічних характеристик верстатів - аналогів

В даному розділі описано інформаційно-аналітичне дослідження верстатів - аналогів SMO-32, виготовлених провідними фірмами в світі з виробництва обладнання. Метою є ознайомлення з технічними характеристиками верстатів, порівняння з нашим верстатом. Для цього було вибрано виробників Stalex та JET. Крім цього взято на аналіз радянський верстат фрезерний широкоуніверсальний двошпиндельний ВМ130.

Серед аналогів базовому верстату SMO-32 є **широкоуніверсальний фрезерний верстат з ЧПК STALEX X6436A/1** [4], який призначений для виконання широкого спектру фрезерний операцій з використанням як горизонтального шпиндельного вузла, так і вертикальної головки. За допомогою стола, який може нахилятися на кут до 35°, можна виконувати обробку шнеків, черв'ячних коліс і т.д. Висувний хобот з поворотним вертикальним шпинделем значно розширює можливості при фрезеруванні деталей.

Верстат має такі технічні характеристики:

- Розмір стола – 1650x360 мм;
- Т-подібні пази – 3x14x95;
- Переміщення стола X, Y – 1300x300 мм;
- Максимальне навантаження стола – 400 кг;
- Внутрішній посадковий конус шпинделя – ISO 50;
- Частота обертання шпинделя (вертикальний/горизонтальний) – 58-1800/ 60-1800 (об./хв.);
- Відстань від торця вертикального шпинделя до стола – 170-570 мм;
- Відстань від осі шпинделя до колони – 230-650 мм;
- Хід консолі – 230-730 мм;

- Відстань від осі горизонтального шпинделя до поверхні стола – 30-400 мм;
- Відстань від осі горизонтального шпинделя до нижньої поверхні висувного хобота – 175 мм;
- Робочі подачі X, Y, Z – 25…800; 25…80; 8…267 (мм/хв.);
- Прискорені подачі X, Y, Z – 1200; 1200; 400 (мм/хв.);
- Кут повороту стола – ±35°;
- Кут повороту поворотною головкою – 360°;
- Переміщення висувного хобота – 500 мм;
- Потужність ел. двигуна головного привода – 4,0 кВт;
- Потужність ел. двигуна привода подач (серво) – 1,8 кВт;
- Потужність ел. двигуна системи змащування – 0,9 кВт;
- Габаритні розміри – 2550x2025x2020 мм;
- Маса верстату – 2580 кг;

Рисунок 1.1. Зовнішній вигляд верстату STALEX X6436A/1 [4]

Перевагами даного верстату є використання серводвигунів в приводах подач, що значно спрощує його конструкцію, а також можливість повороту вертикальної головки на кут 360°, що дозволяє обробляти деталі з різноманітними конструктивними елементами.

Серед недоліків є висока вартість верстату, великі габарити та здатність обробляти деталі лише з високоміцних сплавів через низьке число частоти обертання шпинделя та відносно низьку потужність.

Універсальний фрезерний верстат ВМ130 [5] є іще одним представником аналогів. Виготовляється на ПАТ «Воткинський машинобудівний завод» з 1956 року. Даний верстат призначений для фрезерування деталей циліндричними, дисковими та фасонними фрезами за допомогою горизонтального шпиндельного вузла, а також торцевими, кінцевими та шпонковими фрезами при вертикальній головці. Крім того, конструкція дозволяє проводити свердління та розточування поверхонь в деталях типу «корпусів», «важелів» та «фланців» із чорних та кольорових металів та їх сплавів в умовах дрібно- та середньосерійного виробництва. [5]

Основні технічні характеристики верстату **ВМ130**:

- Клас точності за ДСТУ ГОСТ 8-82 – П;
- Розміри робочої поверхні горизонтального стола, мм – 250 х 630 ;
- Розміри робочої поверхні вертикального стола, мм – 160х500;
- Відстань від осі горизонтального шпинделя до стола при ручному переміщенні, мм – 60…360;
- Максимальне навантаження на стіл (по центру), кг – 140;
- Число Т-подібних пазів – 3;
- Наибільше поздовжнє переміщення стола (по осі X), мм – 250;
- Наибільше поперечне переміщення вертикальної головки механічне (по осі Y), мм – 300;
- Наибільше вертикальне переміщення стола (по осі Z), мм – 200;

- Частота обертання горизонтального шпинделя, об./хв. – 45-2000;

- Кількість швидкостей горизонтального шпинделя – 12;

- Внутрішній конус горизонтального шпинделя – Морзе 4;

- Частота обертання шпинделя свердлильно-фрезерної поворотної головки, об./хв. – 90-4000;

- Кількість швидкостей шпинделя свердлильно-фрезерної поворотної головки – 12;

- Наибільше переміщення гільзи (пінолі) вертикального шпинделя, мм – 60;

- Механічна подача шпинделя свердлильно-фрезерної поворотної головки, мм/об – 0,05;

- Відстань від торця шпинделя свердлильно-фрезерної головки до стола, мм – 335;

- Кількість електродвигунів на верстаті – 2;

- Електродвигун привода головного руху, кВт – 2,2;

- Електродвигун насоса охолоджуючої рідини, кВт – 0,12;

- Габарити верстату (довжина – ширина – висота), мм – 1400 х 1000 х 1720

- Маса верстату, кг – 930.

Перевагами даного верстату є відносна компактність конструкції, низька вартість, висока якість продукції за рахунок жорсткої станини та основних вузлів. В нашому випадку основною перевагою є можливість обробки легких сплавів із алюмінію, що підвищує спектр можливостей даного аналогу.

Основним недоліком є застаріла версія числового керування, що передбачає в собі недосконалість налагодження верстата в роботу на серійному виробництві.

Рисунок 1.2. Загальний вигляд верстату ВМ130 [5]

Ще один аналог, випущений фірмою «JET», яка є однією із провідних компаній по виробництву верстатів високої якості та точності – є **широкоуніверсальний фрезерний JET JMD 1452TS DRO** [6]

Даний верстат призначений для роботи в умовах тривалих і значних навантажень, тому його основна спеціалізація – середньосерійні чи масові підприємства або крупні багатоцільові ремонтні майстерні і т.п. Механічну обробку можна здійснювати торцевою фрезою діаметром до 125 мм та кінцевими – до 25 мм.

Крім того є можливість свердління діаметром до 40 мм ручною подачею, та 20 мм – автоматичною. На даний верстат встановлені два шпинделі: вертикальний, який працює на частотах від 70 до 3600 об./хв. Та горизонтальний з максимальною частотою – 1800 об./хв. Хід пінолі – 127 мм, а відстань між шпинделем та стійкою – 150-550 мм. Фрезерний стіл верстату розміром 1320х360 мм, а переміщення по трьох осях – 1000х300х450 мм.

Пристрої числової індикації (ПЧІ) по трьох робочих осях з ціною поділки – 0,005 мм

Рисунок 1.3. Загальний вигляд верстату JET JMD 1452TS DRO [6]

Технічні характеристики верстату:

- Максимальне навантаження на стіл, кг - 300
- Автоматична подача по осі X, мм/хв. - 15 - 370
- Кількість подач по осі X, шт. - 8
- Автоматична подача по осі Y, мм/хв. - 15 - 370
- Кількість подач по осі Y, шт. - 8
- Прискорене переміщення стола, мм/хв. - 576
- Ширина Т-подібного паза основи, мм - 18
- Кількість Т-подібних пазів, шт - 3
- Потужність двигуна автоподачі, кВт - 0,75
- Потужність двигуна підйому стола, кВт - 1,1
- Потужність насоса змащування, кВт - 0,04

- Потужність вертикального двигуна, кВт - 3,75
- Потужність горизонтального двигуна, кВт - 4
- Довжина, мм - 2070
- Ширина, мм - 2020
- Висота, мм - 2320
- Маса, кг – 2500

Основними перевагами даного верстату є низька вартість, можливість роботи в тривалих навантаженнях, що є доцільним в масовому виробництві, а також, використання вертикальної головки та горизонтального шпинделя для обробки деталей, що підвищує показники працездатності верстату.

Недоліком є неможливість обробки кольорових металів та їх сплавів у зв'язку з відносно низькою частотою обертання шпинделів та потужністю електродвигунів.

Верстат широкоуніверсальний фрезерний STALEX MUF 150 Servo [7] призначений для обробки корпусних деталей всіх типів шляхом фрезерування торцевими, дисковими, фасонними, кінцевими фрезами; свердлінням та розточуванням поверхонь за рахунок використання вертикальної головки.

Технічні характеристики:
- Шпиндель – ISO 40;
- Кут нахилу стола – ±45°;
- Кут нахилу вертикальної головки – ±360°;
- Відстань в горизонтального шпинделя до стола – 210-610 мм;
- Діаметр свердління – до 40 мм;
- Діаметр кінцевої фрези – до 35 мм;
- Напруга мережі – 380 В;
- Споживча потужність – 3кВт;
- Розмір стола – 1370х320 мм;
- Діаметр торцевої фрези – до 125 мм;

- Хід пінолі шпинделя – 400 мм;
- Хід стола по осі X, Y – 1000x360 мм;
- Частота обертання вертикальної головки – 45-1660 об./хв.;
- Частота обертання горизонтального шпинделя – 35-1500 об./хв.;
- Габарити – 1840x1830 мм;
- Маса – 1540 кг;

Рисунок 1.4. Загальний вигляд верстату STALEX MUF 150 Servo [7]

Суттєвою перевагою даного верстату над рештою аналогів та, зокрема, базовим верстатом, є використання серводвигунів, що значно спрощує конструкцію агрегату. Таким чином, жорсткість системи верстата підвищується, що позитивно впливає на якість обробки.

Недоліком даної системи є вузька спеціалізація в плані можливостей обробки різноманітних матеріалів: на ньому можна виготовляти деталі з

високоміцних сплавів за рахунок низької частоти обертання та потужності електродвигуна.

Висновок: було проведено інформаційно - аналітичне дослідження верстатів - аналогів базовому SMO-32, з якого я переконався у неможливості вищевказаних моделей виконувати обробку заготовок із легких сплавів на великих частотах обертання при низькій потужності. Тому, мною запропоновано виконати зміну компоновок горизонтального шпиндельного вузла та вертикальної головки для підвищення їх показників швидкохідності, та заміни електродвигуна постійного струму на асинхронний двигун зі змінним струмом та більшою потужністю.

1.2. Огляд і аналіз допоміжного обладнання для шпиндельного вузла

У цьому розділі описано застосування окремих пристроїв, які підвищують продуктивність обробки заготовок. Було проведено порівняльний аналіз мультиплікаторів різних фірм-виробників (NIKKEN, Henninger, GERRARDI).

Для підвищення показників працездатності застарілих моделей верстатів, підвищення продуктивності застосовуються допоміжні елементи. Велика кількість фірм по всьому світу займаються розробками та створенням таких механізмів. Серед таких компаній – NIKKEN, GERRARDI, Henninger, BIG DAISHOWA, NT TOOL, MADAULA та багато інших. Продукція цих підприємств включає в себе:

- Кутові головки;
- Прискорювачі (мультиплікатори);
- Багатошпиндельні головки;

Кутові головки застосовуються практично у всіх верстатах для розширення їх технологічних можливостей в плані виконання механічної обробки отворів (свердління, розточування) не лише в радіальному чи осьовому

напрямку, а і під кутом (залежить від моделі приводного блоку). Їх, зокрема, можна застосовувати і у токарних верстатах з ЧПУ.

Рисунок 1.5 Кутова головка фірми Holdwell [8]

Багатошпиндельні головки дозволяють раціоналізувати обробку деталі та суттєво зменшити час виробничого циклу. Використовуються на фрезерних верстатах для свердління, нарізання різьб в кількох отворах одночасно. В такому випадку нема потреби у розмітці центрів отворів, використанні кондукторів. Тому, при серійному виробництві продукції дані приводні механізми здешевлюють і пришвидшують обробку.

Рисунок 1.6 Багатошпиндельна головка фірми MADOULA [9]

Мультиплікатори використовуються для підвищення частоти обертання шпинделя верстату. Перевагою їх використання є той факт, що можна використовувати навіть застарілий верстат з низькими частотами для високошвидкісної обробки без покупки додаткового дорогого обладнання.

Рисунок 1.7. Мультиплікаторні головки фірми NIKKEN [10]

Високошвидкісний мультиплікатор шпинделя – це механічний редуктор-мультиплікатор, поєднаний з цанговим патроном. Розробкою та виробництвом таких займається велика кількість підприємств по всьому світу. Одним із таких є NIKKEN.

Прискорювачі NIKKEN [10] мають коефіцієнт прискорення від 4 до 10 (в залежності від моделі) і дозволяють отримувати швидкості обертання на виході до 40000 об./хв. Конус мультиплікатора вставляється в шпиндель верстата, а нерухома частина за допомогою стопора кріпиться до нерухомої частини шпинделя.

В результаті використання даного оснащення досягається підвищення продуктивності і поліпшення чистоти оброблюваної поверхні при мінімальних затратах.

Прискорювачі можуь використовуватися для свердління деталей чи фрезерування з радіальним навантаженням.

NIKKEN випускає два типи мультплікаторів – NX та PX, які відрізняються конструкцією та технічними характеристиками.

NIKKEN випускає два типи прискорювачів - NX и PX, що відрізняються конструкцією і технічними характеристиками.

Прискорювач типу NX [11]:

- Максимальна швидкість обертання інструмента від 10000 до 20000 об./хв. в залежності від моделі мультиплікатора;
- Прискорювач типу NX підвищує швидкість обертання шпинделя верстату від 4 до 5 разів в залежності від моделі;
- Биття мінімальне при використанні шайби TiN Bearing Nut (стандартне виконання);
- стандартні конуси BT30, BT40, BT50;
- Можливість виготовлення прискорювачів з конусом IT40, IT50;

Рисунок 1.8. Мультиплікатор типу NX [11]

Стабільно низьке осьове биття досягається використанням в прискорювачі дискового підшипника Tin Bearing Nut

Таблиця 1.1. Моделі мультиплікаторів типу NX [11]

Конус	Код	D	L	C	C_1	l	H	Коеф. Прискор.	n_{max} об./хв.	Маса, кг	Цанга
№30	BT30-NX5-153	1,75-10	153	27	85	32	55	5	20000	2,9	SK 10P
№40	BT40-NX5-153 (IT40)						60			5,0	
№50	BT50-NX5-151 (IT50)		151			46	82			7	
	BT50-NX4-192 (IT50)	2,7-16	192	40	118			4	10000	11,0	SK 16P

Прискорювач шпинделя тип PX [11]:

- Нова модель мультиплікатора шпинделя;
- Максимальна швидкість обертання інструмента від 30000 до 40000 об./хв. в залежності від моделі прискорювача;
- Прискорювач типу PX підвищує частоту обертання шпинделя верстата в 6 або 10 разів, в залежності від моделі;
- Встановлюються цанги ETS
- Стандартні конуси BT40, BT50

Рисунок 1.9. Мультиплікатор типу PX [11]

Таблиця 1.2. Моделі мультиплікаторів типу PX

Конус	Код	D	L	C	C_1	l	H	Коеф. Прискор	n_{max} об./хв.	Маса, кг	Цанга
№40	BT40-PX6-15GX	0,5-8,0	149,0	22	76	15	60	6	30000	4,1	ETS 14
	BT40-PX10-160GX		163		98			10	40000	4,5	
№50	BT50-PX6-140GX		142		76	15	82	6	30000	6,8	
	BT50-PX10-155GX		156		98			10	40000	7,2	

Для нашого випадку найбільш раціональним є икористання мультиплікаторної головки з коефіцієнтом прискорення 6 та максимальною частотою обертання шпинделя на виході – 20000 об./хв. з конусом SK40 [11] Серед вищевказаних варіантів є такі прискорювачі, проте розміри хвостовиків не задовольняють умови для встановлення у наш верстат. Звичайно, вони (NIKKEN) дають можливість замовлення спеціальних хвостовиків, проте вартість головки внаслідок цього зростає, що при таких умовах є не раціональним.

Однією з найбільш поширених компаній, які спеціалізуються приводним обладнанням для шпинделів є німецький виробник «Henninger» [12]

Прискорювачі шпинделя типу 848 (рисунок 1.11), та типу 852 є найбільш успішними в плані підвищення частот обертання від 40000 до 80000 об./хв., за рахунок використання високоефективного турбо-реактивного двигуна, бокової чи центральної подачі повітря, постійного змащування та прецизійних підшипників з попереднім натягом. На виході отримуємо оптимальну швидкість для малих інструментів, завдяки чому підвищується якість обробленої поверхні.

Рисунок 1.10. Прискорювач типу 848 [12]

Виробник «Henninger» надає можливості для вибору головки типу 848 з конічним хвостовиком (SK40 для нашого верстату).

Прискорювач типу 852 можна замовити із вказанням необхідної конусності хвостовика. Тут також використано реактивний-двигун із боковою чи центральною подачею повітря; постійне змащування, та здатність автоматичної зміни інструментів дозволяє тривалий період виконувати обробку без зупинки на вищевказані процеси.

а б

Рисунок 1.11. Прискорювачі Henninger Prazision : а– тип 848; б– тип 852 [12]

Дані мультиплікатори використовуються для шліфувальних операцій, коли необхідно виконати обробку поверхні низьковуглецевих сталей, сплавів із алюмінію чи міді і т.п. В такому випадку необхідно забезпечити частоти обертання шпинделя такі, щоб можна було шліфувати поверхні без «задирів» та інших проявів незадовільної обробки.

Мультиплікаторні голівки фірми GERRARDI [13] були розроблені з метою запропонувати продукт, який здатний гарантувати максимальну надійність і точність при фрезеруванні та свердлінні. Компактний дизайн, елементи із загартованої сталі, відшліфовані шестірні дозволяють передачу великої потужності із високим рівнем безшумності. Вони розраховані на установку в традиційні верстати чи з автоматичною заміною інструмента.

Пропоную розглянути мультиплікаторні головки з лінійки виробів GSS. Першим таким є GSS-10.HS – прискорювач для фрезерних верстатів з коефіцієнтом прискорення – 8, хвостовиком із конусністю відповідно до

замовлення (є можливість замовлення хвостовиків із конусами SK, BT, HSK, CAT, C, KM, ISO, NMBT – див. рисунок)

Coni Shanks	SK DIN 69871			CAT ANSI B5.50		BT MAS 403			HSK DIN 69893			C. ISO 26623			KM			ISO DIN 2080		NMBT ANSI B5.18	
Grandezza - Size	30	40	50	40	50	30	40	50	63	80	100	C5	C6	C8	63	80	100	40	50	40	50
H Standard Ø18	65		80	65	80	65		80	65	80		65	80		65	80		65	80	65	80
H 80 - Ø18																					
H 110 - Ø18																					
H 110 - Ø28																					
A	155			155		155		163	164	168		163			158			124,5	127,5	124,5	127,5
B	35		42	35	42	35		-	42	52		-			-			17,5	20,5	17,5	20,5

Рисунок 1.12. розміри моделей хвостовиків [13]

Потужність електродвигуна для даного прискорювача – 8,5 кВт; максимальна частота обертання шпинделя – 35000 об./хв. При потужності електродвигуна верстату SMO-32 $N_{еф.}$=6,3 кВт неможливе використання даного приводного механізму.

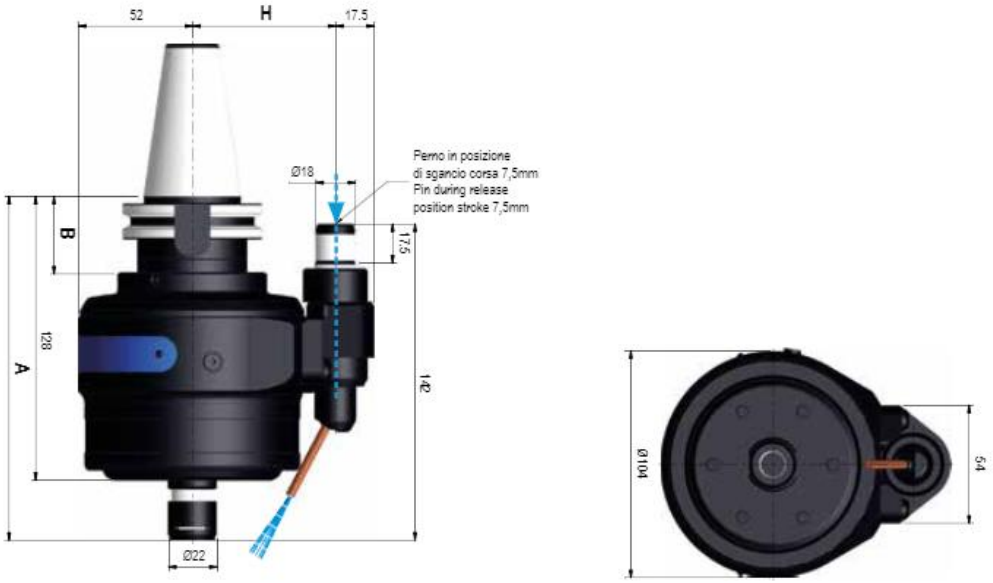


Рисунок 1.13. Мультиплікатор для шпинделя GSS-10.HS [13]

Розглянемо варіант прискорювача марки GSS-13.

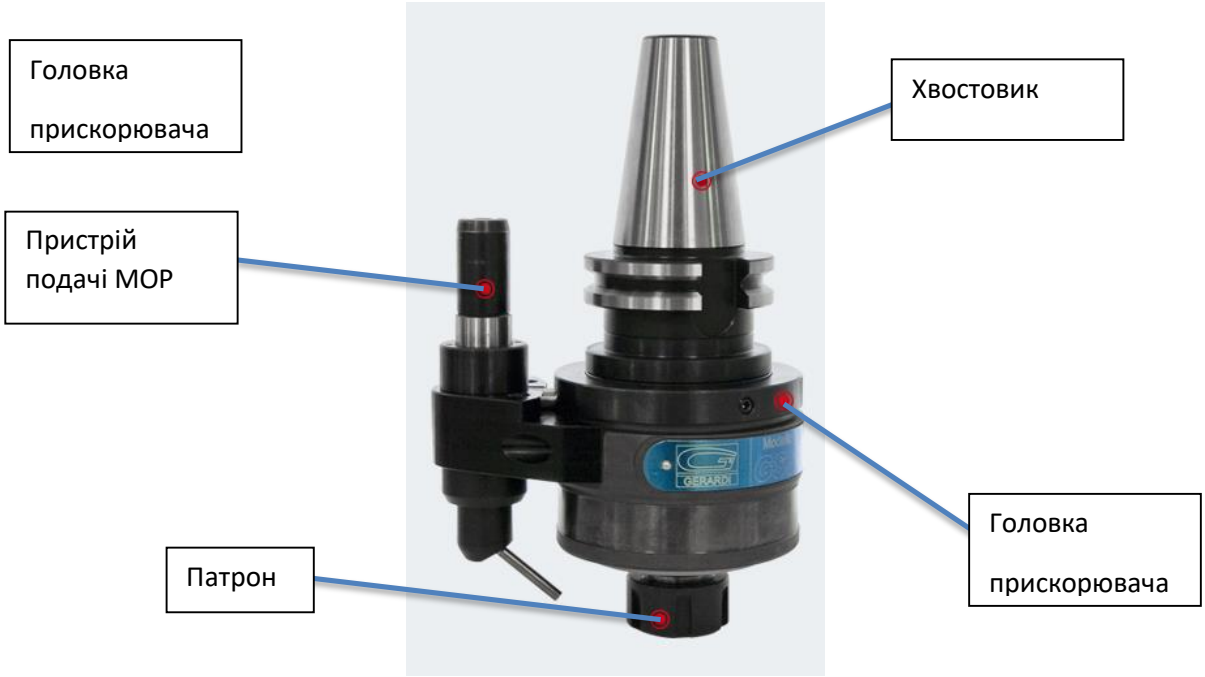


Рисунок 1.14. Мультиплікатор для шпинделя GSS-13 [13]

Головка оснащена підшипниками з прецизійними кульками подвійного контакту, що знаходяться в напруженому стані. Це дозволяє досягти високої жорсткості та точності обертання до 0,01 мм.

Потужність для цього прискорювача N=5,8 кВт. На верстаті встановлений електродвигун потужністю N=6,3 кВт, що цілком задовольняє умови використання мультиплікатора.

Максимальна частота обертання шпинделя на виході – 22000 об./хв., коефіцієнт прискорення – 6.

Даний прискорювач оснащений боковою системою подачі мастильно-охолоджувальної рідини (МОР) та хвтостовиком SK40, що показаний на рис. 1.15.

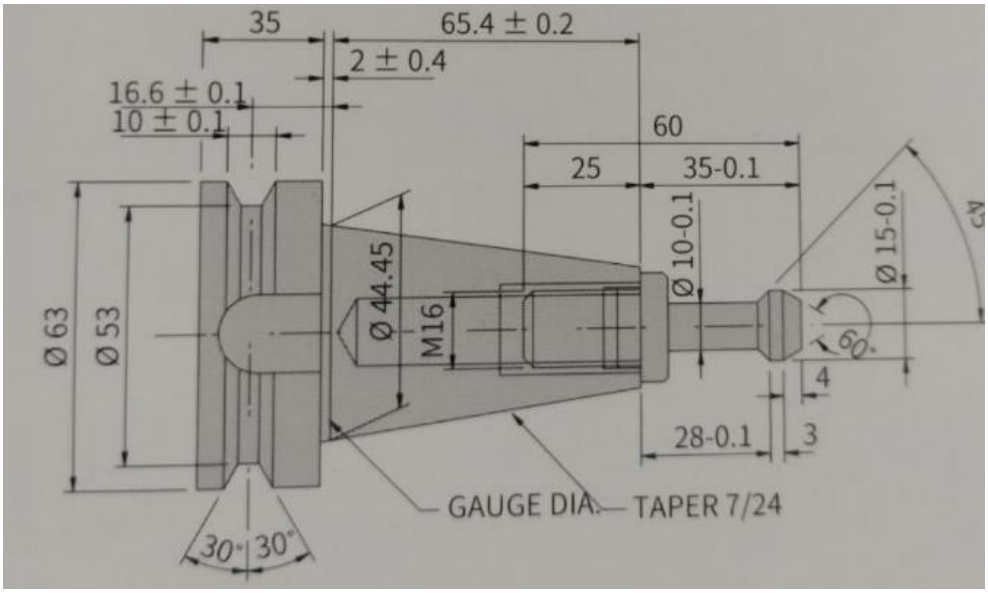


Рисунок 1.15. Ескіз виконання хвостовика SK40 [13]

Крім прискорювачів фірма GERRARDI займається розробкою та створення кутових головок, затискних пристроїв, багатошпиндельних установок, приводних інструментів і комплектуючих до них.

Рисунок 1.16. Кутові головки фірми GERRARDI [13]

Висновок: Таким чином, внаслідок зміни компоновки шпиндельного вузла вертикальної головки було прийнято рішення застосувати мультиплікатор GSS-13 з пристроєм подачі МОР в зону різання для підвищення частот обертання шпинделя, що поліпшить якість обробленої поверхні та показник працездатності нашого верстату-надійність, за рахунок зниження навантажень на опори шпиндельного вузла.

1.3. Опис базового верстату SMO-32
Призначення і область застосування

Верстат фрезерний широкоуніверсальний із системою ЧПК моделі SMO-32 призначений для обробки деталей малих і середніх розмірів. Спроектований та виготовлений у 1994 році фірмою Stanko. По його аналогу вітчизняним підприємством (Одеса) був створений верстат моделі 67К32ВФ3.

Клас точності верстата В (ГОСТ 8-77) .[14, с.6]

Верстат обладнаний горизонтальним шпинделем, вертикальною голівкою, додатковим обладнанням, яке можна замовити за вимогою покупця. Дане оснащення дозволяє обробляти заготовки фрезеруванням, свердлінням, розточуванням, зенкеруванням. Нарізання різьб в різних площинах в широкому діапазоні режимів різання забезпечується за допомогою кутового поворотного столу та можливістю повороту вертикальної головки на кут ±360°. [14, с.41]

1.4 Складові частини фрезерного верстата

Загальний вигляд верстата представлено на рис. 1.17 та 1.18.

Рисунок 1.17. Загальний вигляд верстату SMO-32

На станині 4 закріплена шпиндельна бабка 3, яка приводиться в дію за допомогою електродвигуна 6. Вертикальна голівка 2, яку можна

використовувати лише повному відведенні вимкненого горизонтального шпиндельного вузла, установити чи зняти за допомогою знімача 11. Конструкція верстату дозволяє висувати вертикальну голівку на певну відстань (див. паспортні дані) хоботом 9. Живлення від мережі, трансформація електроенергії здійснюється в електричній шафі 7. Подача столу здійснюється супортом 1. Обробка під кутом забезпечується, зокрема, кутовим столом 5. Фіксація верстату на поверхні можлива з візками 10. Зберігання та подача мастильно-охолоджуючої рідини відбувається із баку охолодження 13. [14, с.72]

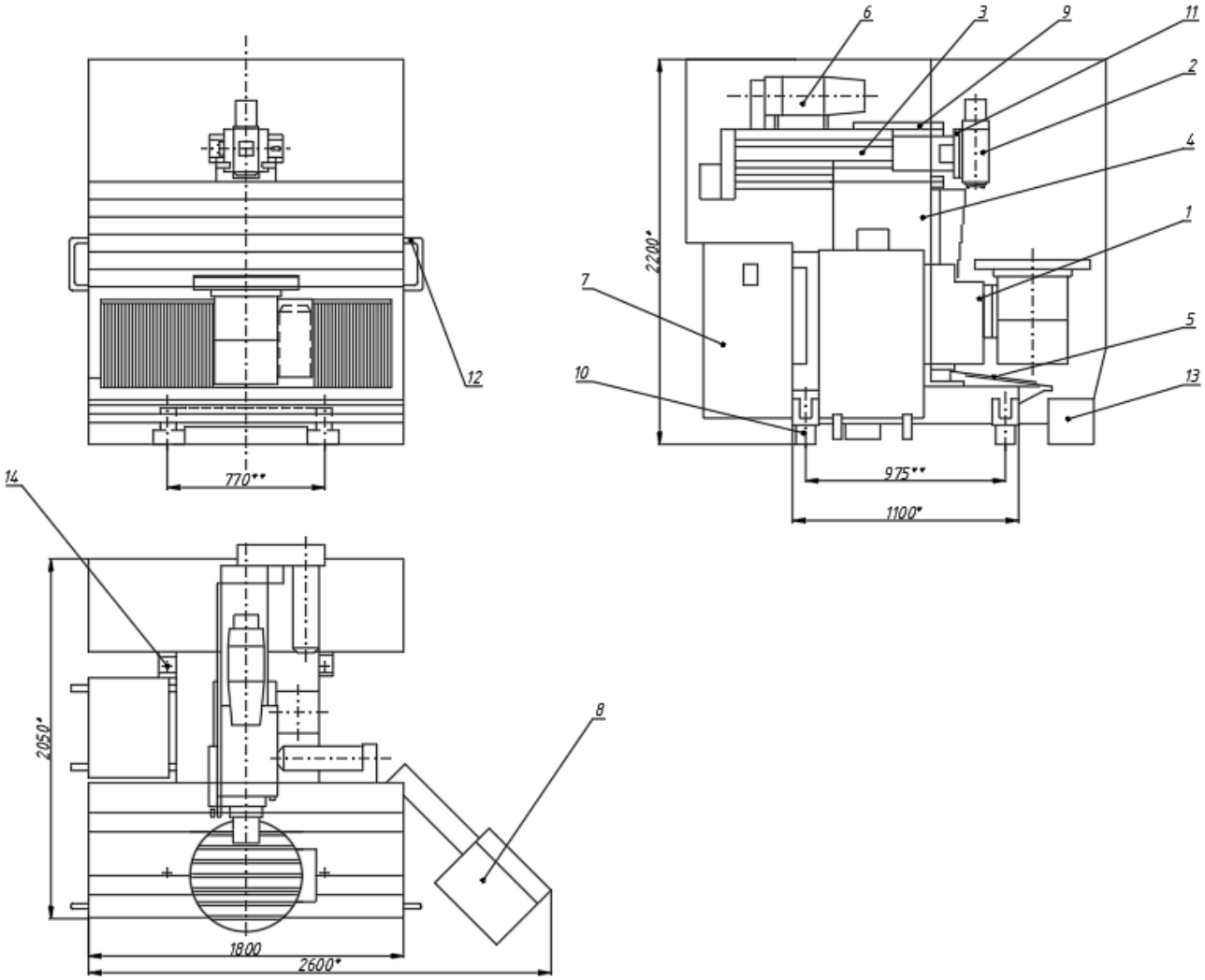


Рисунок 1.18. – Розташування складових частин верстату

1.5 Технічні характеристики фрезерного верстата

Технічна характеристика верстата згідно з паспортними даними представлено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3. Технічні характеристики верстата [14, с.8]

Найменування параметру		Дані
1.Найбільші розміри заготовки, яка встановлюється на кутовому столі, при обробці вертикальною головкою, мм:	Довжина	630 ± 10
	Ширина	400 ± 10
	Висота	420 ± 10
2.Найбільші розміри оброблюваної зовнішньої поверхні, мм:	Довжина	420 ± 10
	Ширина	320 ± 10
	Висота	340 ± 10
3.Найбільший розмір розточуваного отвору, мм:		100
4.Найбільша маса встановлюваної заготовки (з урахуванням маси закріплюючих елементів), кг не більше		400
5.Найбільший діаметр фрези, мм:		80
6.Найбільший діаметр дискової фрези при використанні хобота з сергою, мм:		200
7.Позначення внутрішнього конуса в горизонтальному шпинделі по DIN 69871A		SK 40
8.Розміри робочої поверхні вертикального стола, мм:	Ширина	300 ± 3
	Довжина	320 ± 3
9.Ширина паза вертикального стола, мм:		14H7
10.Відстань від осі горизонтального шпинделя до робочої поверхні кутового стола, мм:	Найменша	212 ± 10
	Найбільша	640 ± 10
11.Відстань від торця вертикального шпинделя до робочої поверхні кутового стола, мм:	Найменша	78 ± 10
	Найбільша	505 ± 10
12.Відстань від торця горизонтального шпинделя до торця серги	Найменша	220 ± 5
	Найбільша	300 ± 5
13.Найбільше переміщення стола, мм, не менше:	Поздовжнє	500
	Вертикальне	420
14.Найбільше переміщення шпиндельної бабки, мм, не менше:		400
15.Точність двостороннього позиціювання вертикального стола, мкм:		40

Найменування параметру		Дані
16.Точність двостороннього позиціювання шпиндельної бабки, мкм:		30
17.Границі частот обертання шпинделів, $хв^{-1}$:		$(20..2000) \pm 8\%$
18.Число діапазонів частот обертання шпинделя:		4
19.Спосіб регулювання частот обертання:		Безступінчасте
20.Границі подач, м/об (мм/хв)		$0{,}17 \cdot 10^{-4}..0{,}05$ $(1..3000) \pm 8\%$
21.Величина прискорених переміщень, м/с (м/хв):		$0{,}083 \pm 8\%$ $5 \pm 8\%$
22.Спосіб регулювання подач:		Безступінчасте
23.Найбільший крутний момент на шпинделі, кНм:		$0{,}4 \pm 0{,}05$
24.Найбільше зусилля подачі, кН:		$6 \pm 0{,}25$
25.Габаритні розміри верстата, без візка, інструментальної шафи, знімних пристосувань, мм:	Довжина	$2330 \pm 10\%$
	Ширина	$2275 \pm 10\%$
	Висота	$2080 \pm 10\%$
26. Загальна площа верстата в плані, $м^2$:		5,6
27. Маса верстата без окремо розташованого обладнання, кг з вертикальною головкою і кутовим столом:		2250 ± 150
28.Маса окремо розташованих бака, інструментальної шафи, знімних пристосувань, кг:		406 ± 20
29. Кутовий стіл:		
29.1.Розміри робочої поверхні кутового стола, мм:	Ширина	400 ± 3
	Довжина	800 ± 3
29.2.Число Т-подібних пазів кутового стола:		7
29.3.Ширина пазів кутового стола по ГОСТ 1574-75, мм:		14Н7
29.4.Відстань між пазами кутового стола по ГОСТ 6569-75, мм:		$50 \pm 0{,}2$
30.Вертикальна головка:		
30.1.Діаметр гільзи вертикального шпинделя, мм:		$90 \pm 1{,}5$
30.2.Позначення внутрішнього конуса в вертикальному шпинделі по DIN 69871A:		SK40
30.3.Найбільше переміщення гільзи вертикального шпинделя, мм:		80 ± 2
30.4.Найбільший кут повороту вертикальної головки, град:		$\pm 90 \pm 1$
31. Характеристика системи ЧПУ:		
31.1.Тип системи:		Контурна

Найменування параметру		Дані
31.2.Спосіб задання розмірів:		Абсолютний в збільшеннях
31.3.Основні режими роботи:		Автоматичний, по кадровий, попереднього набору
31.4.Об’єм пам’яті, кВ:		54
31.5.Дискретність задання переміщень, мкм:		1
31.6.Кількість керованих осей координат:		4
31.7.Кількість одночасно керованих осей координат:	При лінійній інтерполяції	3
	При круговій інтерполяції	2
32.Характеристика електрообладнання:		
32.1.Рід струму живильної мережі:		Змінний
32.2.Напруга живильної мережі, В:		$380 \pm 10\%$
32.3.Частота струму, Гц:		$50 \pm 2\%$
32.4.Максимальний робочий струм, А:		$30{,}4 \pm 1$
32.5.Номінальна потужність привода подач, кВт:	Поздовжнього	1,6
	Вертикального	1,1
	Поперечного	1,1
32.6.Потужність привода головного руху, кВт:		5,0
32.7.Сумарна номінальна потужність встановлених на верстаті електродвигунів, кВт:		10,9
33.Характеристика системи змащування:		
33.1.Тип:		Імпульсна
33.2.Марки мастил:		ИНСп-40 ТУ38 101.672-77
34.Характеристики гідрообладнання:		
34.1.Робочий тиск, МПа:		13,7
34.2. Марки мастил:		ИСПн-40 ТУ38.1293-78
35. Характеристика системи охолодження:		
35.1. Об’єм баку, л:		45

Верстат встановлюється на віброопори – чотири пружні антивібраційні пластини фірми Airloc товщиною 25 мм, та розмірами:

- довжина – 230 мм;
- ширина – 110 мм;

Установка верстату вважається правильною, якщо брусковий рівень за ГОСТ 9392-75, який поставлений в поздовжньому та поперечному напрямках показує 0,02 мм на довжині 1000 мм. Неплощинність поверхні місця встановлення допускається не більше 1мм на 1000 мм. [15, с.130]

1.6. Опис роботи окремих вузлів верстата

1.6.1. Горизонтальний шпиндельний вузол

В шпиндель 41 вставляють оправку (з інструментом), яка хвостовиком входить у цангу 40, яка складається з 3 пелюстків, що з'єднані один з одним пружинним кільцем. При затиску і звільненні цанга робить лінійне переміщення під дією наконечника тяги, при цьому величина переміщення розрахована таким чином, що наприкінці переміщення наконечник натискає на захват оправки, зрушуючи її на 0,8 мм. Цього переміщення достатньо для виштовхування оправки з гнізда шпинделя, що запобігає її заклинювання в гнізді.

На тязі закріплена втулка, через яку від тарілчастих пружин передається зусилля, яке затискає оправку. Гайкою регулюється зусилля тарільчастих пружин.

Після установки тяги в шпиндель верстата дається команда на її затиск, і гідроциліндр витягує тягу із захватом, що тримають оправки. Дійшовши до упора, поршень гідроциліндра зупиняється і в цей момент спрацьовують тарілчасті пружини, що створюють зусилля затягування інструмента й одночасно відводять поршень, що стискаючи їх повертається у вихідне положення. [14, с.27]

Шпиндель отримує обертання від електродвигуна через пасову передачу з поліклиновим пасом і далі через перебор на пришпиндельний вал 4. Пришпиндельний вал служить для передачі обертання вертикальному шпинделю. При цьому шестерня 5 повинна бути виведена із зачеплення.

При роботі горизонтальним шпинделем шестерня 5 повинна бути в зачепленні із зубчастим колесом 39.

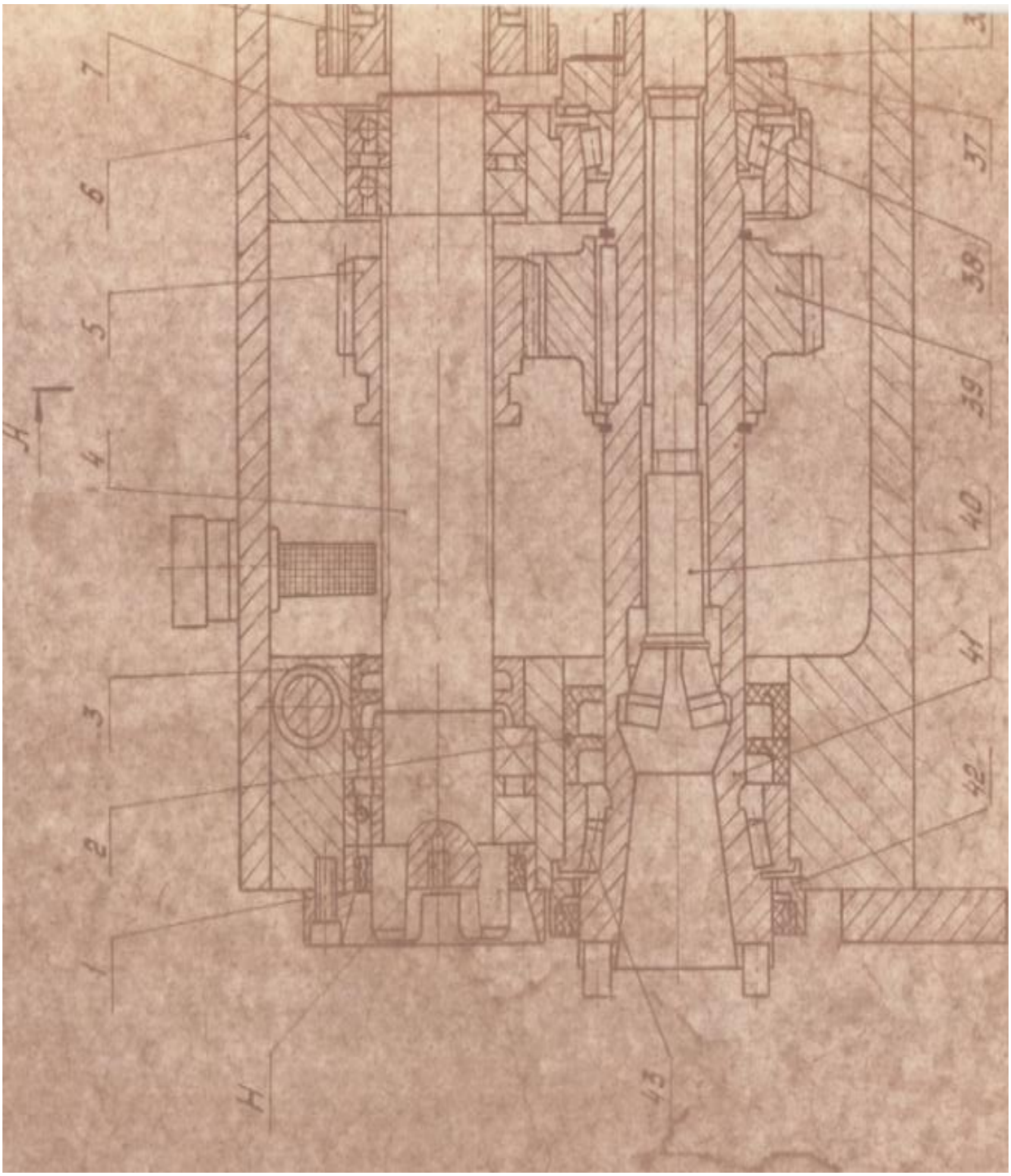


Рисунок 1.19. Горизонтальний шпиндельний вузол базового верстату

В передній та в задній опорах встановлено по одному роликовому конічному однорядному підшипнику 43. Фіксуються за допомогою гільзи, стакана 2, які також забезпечують попередній натяг підшипників.

Змащування передніх підшипників шпинделя та пришпиндельного валу здійснюється консистентним мастилом. Решта підшипників змащуються рідким мастилом, яке потрапляє на підшипники шляхом розбризкування на спільній ванні. [15, с.31]

1.6.2. Привод головного руху

Конструкція привода головного руху (рисунок 1.20) значною мірою визначає експлуатаційні показники верстата, застосовувані режими різання і досягаються точність і продуктивність обробки. Корпус виконаний у виді жорсткої чавунної виливки що надійно закріплений на станині. Зубчасті колеса загартовані і прошліфовані по профілю зубів. Шпиндельна бабка призначена для передачі обертів від електродвигуна Найбільш важливою деталлю шпиндельної бабки є шпиндель 4, який безпосередньо сприймає зусилля різання.В передній та задній опорах шпинделя встановлені по одному конічному роликовому однорядному підшипнику для забезпечення високої жорсткості вузла. Вибірка зазорів у підшипниках сприяє підвищенню точності шпинделя.

Від електродвигуна через шків, який з’єднаний зі шківом 22 через клиновий пас оберти передаються на коробку швидкостей. на валу 26 встановлений блок із двох зубчастих коліс, який дозволяє переключати передачу шляхом переміщення блоку рукояткою. [15, с.36]

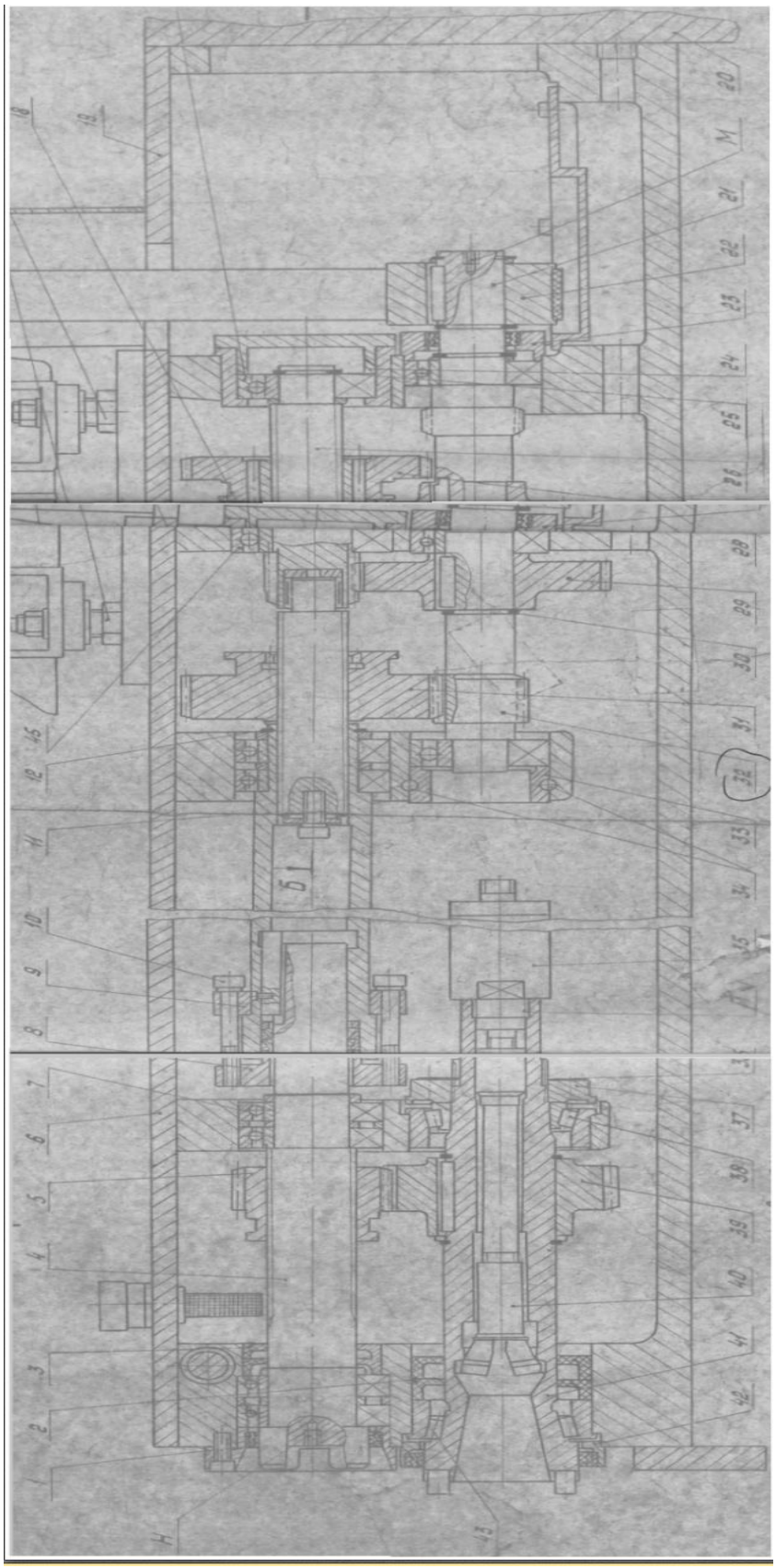
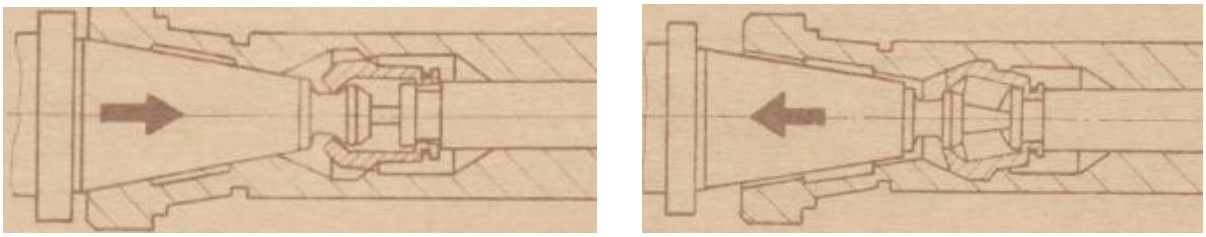


Рисунок 1.20. Привод головного руху [15, с. 55]



а б

Рисунок 1.21. Цанговий захват хвостовика – а) затиск цанги; б) розтиснення цанги [15, с.38]

Від коробки швидкостей рух передається на вал 4 та передається на горизонтальний шпиндельний вузол, або на вертикальну головку, в залежності від стану муфти Н (розімкнена - рух на горизонтальний шпиндель; замкнена, зубчасті колеса шпинделя та пришпиндельного валу розімкнені - передача на вертикальну головку). [15, с.39]

1.6.3.Вертикальна голівка

Голівка вертикальна (рисунок 1.22) призначена для роботи вертикальним шпинделем, що одержує обертання від приводного вала бабки шпиндельної через пару конічних зубчастих коліс 11 і 13 із круговим зубом. Опори шпинделя представлені роликовими однорядними конічними підшипниками (по одному підшипнику в передній та задній опорах). Шпиндель змонтований у корпусі який має можливість повертати відносно плити кріплення. Установка на кут по лімбу, установка в нульове (вертикальне) положенню по висувному пальцю. Корпус має ребра для охолодження, закриті щитками. В шпинделі змонтований механізм затиску інструмента, що складається з циліндра, поршня, штовхальника, цанги і пружини. Затиск інструмента виконується пружинами через тягу і цангу, віджим інструмента виробляється циліндрично. Для примусового охолодження на шпинделі закріплена крильчатка. [15, с.43]

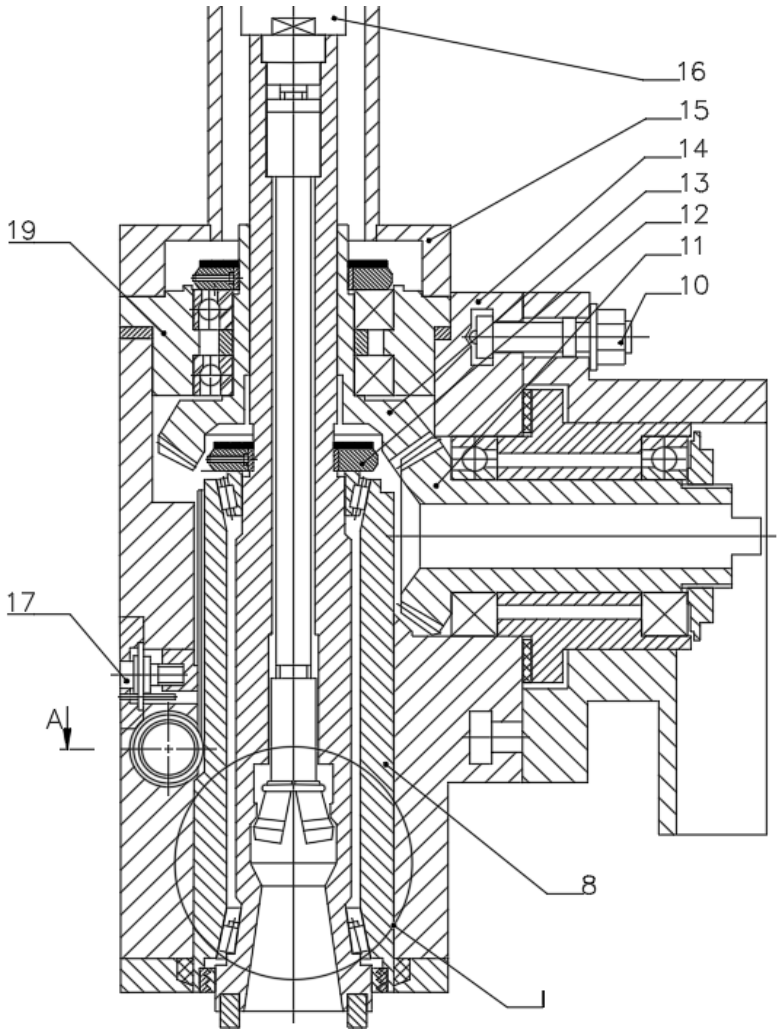


Рисунок 1.22. Вертикальна головка базового верстату

2. Проектувальний розрахунок привода головного руху

2.1. Визначення режимів різання, сили різання і потужності

Із паспортних даних беремо величини необхідні для розрахунку технічних характеристик базового верстату.

Вихідні дані для розрахунку представлені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. Базові дані для розрахунку режимів різання

№	Найменування параметру	Величина	Примітки
1	Розміри стола, мм	800х400	
2	Матеріал заготовки		Алюмінієвий сплав, $\sigma_в$=270 МПа
3	Матеріал інструменту		Р6М5
4	Максимальна ширина обробки, мм	160	
5	Мінімальна ширина фрезерування, мм	32	
6	Максимальний діаметр фрези, мм	200	
7	Мінімальний діаметр фрези, мм	32	
8	Максимальна частота обертів шпинделя, об./хв.	5000	Розрахункове значення
9	Мінімальна частота обертання шпинделя, об./хв.	99,5	Розрахункове значення
10	Максимальна частота обертання шпинделя, об./хв.	7000*	*Табличне значення за ОСТ 2 Н 11-1- 72
11	Мінімальна частота обертання шпинделя, об.хв.	40*	*Табличне значення за ОСТ 2 Н 11-1- 72
12	Швидкість різання, м/хв.	400	
13	Складова сили різання P_z, Н	5508	
14	Крутний момент, $M_{кр}$, $Н \cdot м$	4406	
15	Ефективна потужність $N_{еф}$, кВт	4,5	
16	Потужність електродвигуна $N_{ел}$, кВт	6,6	

За розрахованими даними при оптимальних режимах різання, в подальшому підбираємо електродвигун привода головного руху та визначаємо його компоновку.

2.2. Вибір оптимальної структури приводу

У приводах головного руху верстату можуть використовуватись різноманітні електродвигуни, гідравлічні приводи, гідравлічні двигуни обертального руху, пневмодвигуни обертального руху та інше.

Електричні двигуни є регульованими та нерегульованими. Регулювання діапазону частот обертання валу двигуна виконують в двох випадках: від мінімальної до номінальної частоти обертання з перманентним крутним моментом, від номінальної до максимальної частоти з постійною потужністю електродвигуна.

В даному випадку використовується регулювання частот обертання від номінальної до максимальної з постійною потужністю на усьому діапазоні.

Компоновка привода головного руху обмежується конструкцією верстата. Тому пропоную обрати базовий варіант - роздільний для головного руху і приводу подач.

У сучасних верстатах з ЧПК застосовуються приводи головного руху з безступінчастим регулюванням. В цьому випадку рекомендовано використати асинхронні двигуни змінного струму із частотним регулюванням. Для забезпечення більш широкого діапазону регулювання частот між шпинделем та двигуном встановлюють дві, три або чотири ступені регулювання в коробці швидкостей, або перебір.

Серед основних переваг приводу з безступінчастим регулюванням є підвищення показників продуктивності за рахунок високої точності налагодження оптимальної за режимом різання швидкості, здійснення плавного перемикання швидкості під час обробки заготовки.

В приводі головного руху рекомендовано забезпечити сталість потужності, що передається. [16, с.9]

В сучасному світі широко розповсюджені асинхронні електродвигуни коробки швидкостей фірми Siemens.

За попередньо розрахованою потужністю підбираємо двигун серії 1PH8107-1-D [рисунок.2.1] з такими характеристиками: $n_{дв.ном}$ = 975 об/хв, n_2 = 5000 об/хв, P_N=6,3 кВт, діаметр вала d=32 мм.

Рисунок 2.1 – Двигун серії 1PH8107-1-D [17]

Дані типи електричних двигунів здебільшого використовуються у верстатобудуванні - в приводах подачі та головного руху, у ЧПК верстатах, роботизованих комплексах та автоматичних лініях.

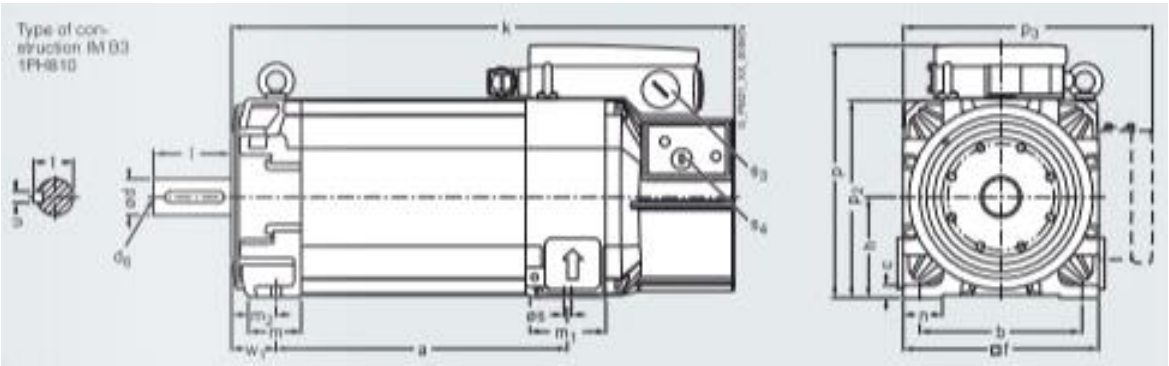


Рисунок 2.2 – Ескіз електродвигуна серії 1PH8107-1-D [17]

Характеристика залежності потужності від частоти обертання представлено на рисунку 2.3.

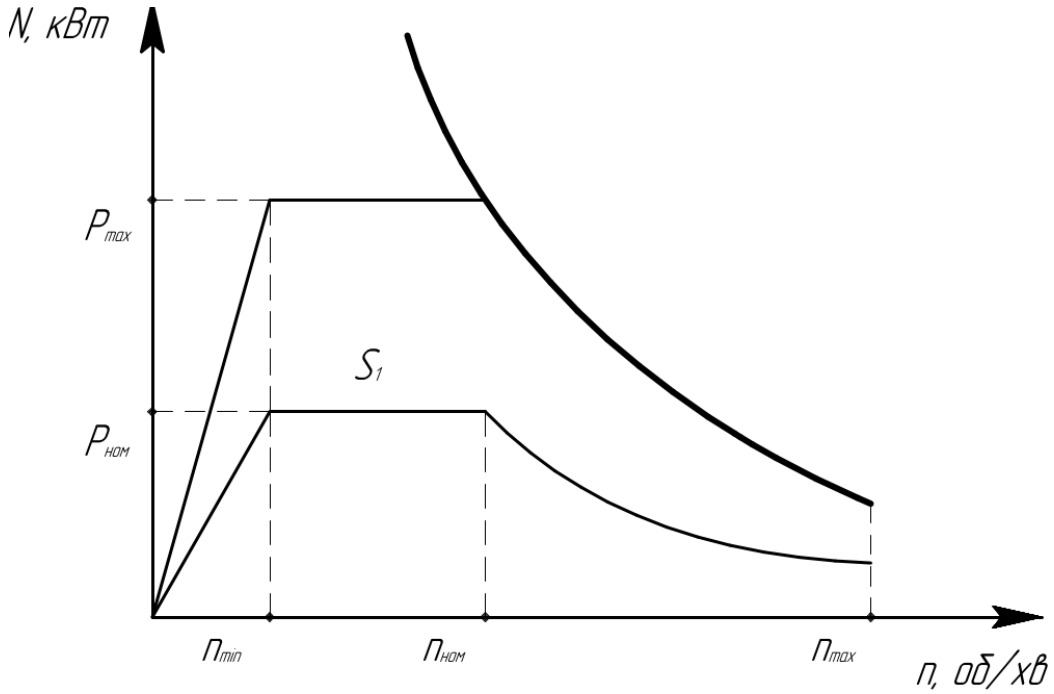


Рисунок 2.3 – Діаграма залежності потужності до частоти обертання двигуна 1PH807-1-D

Крива характеристики показує типове відношення потужності до частоти для постійного режиму S_1 згідно з IEC 60034-1. [17]

2.3. Кінематичний розрахунок коробки швидкостей

Розрахунок кінематики привода головного руху проведений за запропонованою методикою [18, с.24].

Дані для розрахунку:

- максимальна частота обертання двигуна $n_{дв.макс}$ = 5000 об/хв.
- номінальна частота обертання двигуна $n_{дв.ном}$ = 975 об/хв;
- максимальна частота обертання горизонтального шпинделя n_{max} = 5000 об/хв;
- максимальна частота обертання вертикальної головки n_{max1} = 3000 об/хв;

- мінімальна частота обертання горизонтального шпинделя n_{min} = 40 об/хв;
- мінімальна частота обертання вертикальної головки n_{min1} = 40 об/хв;
- знаменник ряду чисел обертів шпинделя φ = 1,26.

Визначаємо діапазон регулювання частот обертання:

$$R_n = n_{max} / n_{min} = 125$$

Діапазон частот двигуна зі змінною потужністю визначаємо за формулою:

$$R_{дв.N.} = n_{дв.макс} / n_{дв.ном} = 5,1$$

Оскільки $R_{дв.N.} < R_n$, рекомендовано використати ступінчастий привод головного руху:

$$R_n = R_{дв.N.} \cdot R_{ст},$$

де $R_{ст}$ – діапазон регулювання частот ступінчастої структури.

$$R_{ст} = R_n / R_{дв.N.} = 24,5$$

Так як $R_{ст}=24,5>R_{гр.max}=8$, тому в структурі необхідно використати дві групи передач: $R_{ст}=R_{гр1}\cdot R_{гр2}$.

Звідси $R_n=R_{дв.N}\cdot R_{гр1}\cdot R_{гр2}$.

Визначаємо кількість швидкостей ступінчатої структури приводу:

$$zст = \lg Rn / \lg Rдв.N. = 2,1/0,71 = 2,96 \approx 3$$

Визначаємо фактичне число ступенів частот обертання, що забезпечує регульований електродвигун.

$$p_{фікт} = \frac{lg\ \ R_{дв.N}}{lg\ \ \varphi_{ум}} + 1 = \frac{lg\ \ 5,1}{lg\ \ 1,26} + 1 = 8,05 \approx 8$$

Приймаємо $p_{фікт}$ основною групою. Звідси:

$$z = 8_1 2_{x_1} 2_{x_2}$$
$$x_1 = p_{фікт} - 1 = 7$$

З міркувань застосування існуючої конструкції обираємо структурну формулу:

$$8_1 \cdot 2_7 \cdot 1 \cdot ([M1] \cdot 1 + [M1] \cdot [M2] \cdot 1)$$

де М1 – муфта глуха; М2 – муфта зубчаста. При розімкнених муфтах передачі обертів на шпинделі нема; при замкненій муфті М1 працює горизонтальний шпиндель; при замкнених муфтах М1 та М2 працює вертикальний шпиндель (горизонтальний шпиндель обов'язково повинен бути виведений із зачеплення) [6, с. 44].

Визначимо розрахункове значення частоти для горизонтального та вертикального шпинделів:

$$n_{\text{розр}} = 40 \cdot \sqrt[3]{R_n} \dots \sqrt[4]{R_n}$$

Для нашого випадку розрахункові значення становитимуть:

$n_{\text{розр}} = 40 \cdot \sqrt[3]{125} \dots \sqrt[4]{125} = 200 \dots 150$ – для горизонтального шпинделя;

$n_{\text{розр}} = 40 \cdot \sqrt[3]{75} \dots \sqrt[4]{75} = 170 \dots 118$ – для вертикальної головки;

2.4. Побудова графіку частот привода головного руху

Будуємо графік частот обертів (рисунок 2.4) за методикою [18, с.35].

За ГСТ 2 Н 11-1- 72 знаменник φ = 1,26 відповідає ряд частот обертів шпинделя: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150, 4000, 5000, 6300, 8000

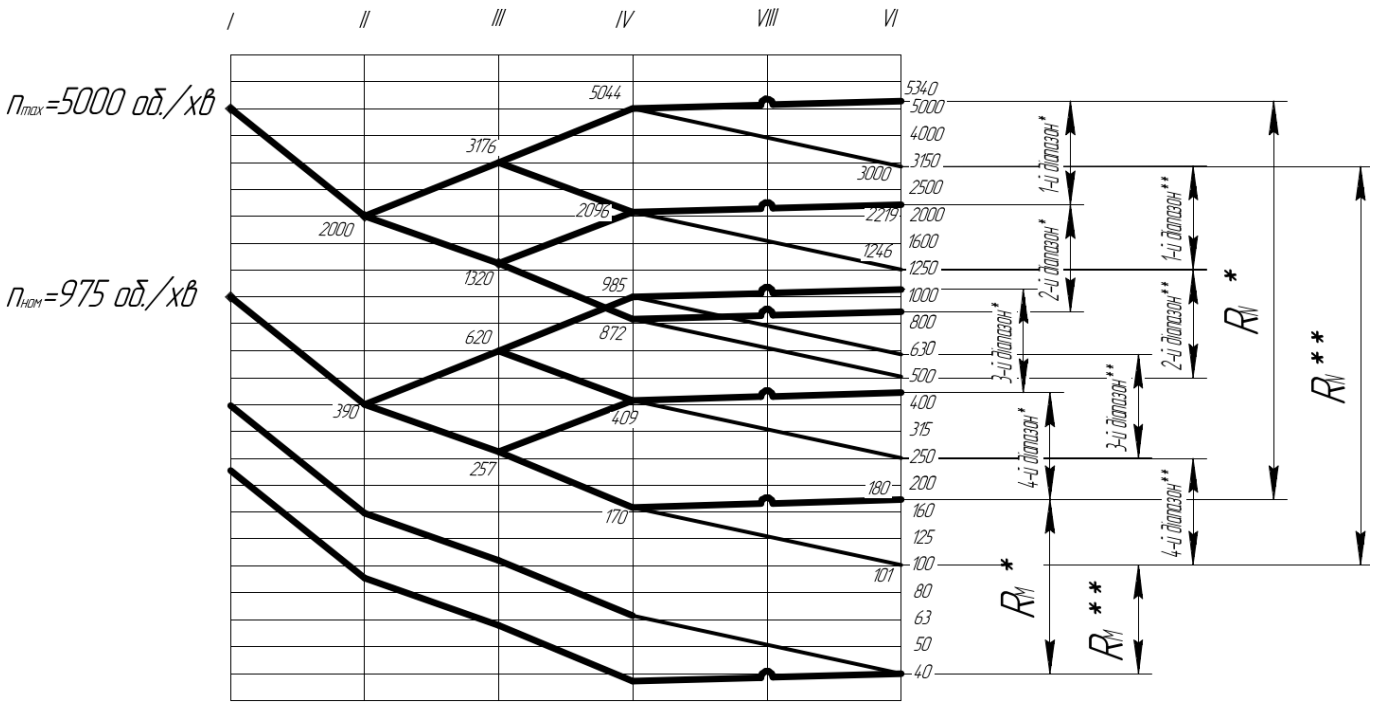


Рисунок 2.4. Графік частот обертання

На рисунку 2.4 зображений графік частот обертання привода головного руху. Передача між першим та другим валом є клинопасовою передачею, а решта передач – зубчасті. Діапазони, позначені зірочкою (*) відносяться до горизонтального шпиндельного вузла, а (**), відповідно, до вертикальної головки. На рисунку показані діапазони постійної потужності (R_N) та діапазони з падінням потужності (R_M).

Отже, діапазон з постійною потужністю для горизонтального шпинделя становить:

$$R_N = \frac{5340}{180} = 29{,}6;$$

Діапазон з падінням потужності становить:

$$R_M = \frac{180}{40} = 4{,}5;$$

Загальний діапазон дорівнює:

$$R_{\text{сум}} = \frac{5340}{40} = 133{,}5 \text{ (при заданому } R_n\text{=125)};$$

Для вертикальної головки діапазон з постійною потужністю становить:

$$R_N = \frac{3000}{101} = 29{,}7;$$

Діапазон з падінням потужності дорівнює:

$$R_M = \frac{100}{40} = 2{,}5;$$

Сумарний діапазон згідно з графіком частот становитиме:

$$R_{\text{сум}} = \frac{3000}{40} = 75 \text{ (дорівнює заданому } R_n=75)$$

Недоліком запропонованої коробки швидкостей є занадто переобтяжена зубчастими передачами конструкція. Структурна формула $8_1(2_7+1)$ дозволила б значно скоротити кінематику, але це потребувало б доволі значних витрат на демонтаж коробки швидкостей та виготовлення потрібних зубчастих передач, складання привода головного руху. Оскільки мова йде про модернізацію, то раціональніше використати існуючу коробку швидкостей та здійснити безступінчасте регулювання.

Пересторогою є не впевненість у працездатності зубчастих коліс на високих швидкостях, а підвищення ступеню точності, тобто виготовлення нових, призведе до додаткових витрат.

Найкращим варіантом було б для передачі високих частот використати пасову передачу на шпиндель.

2.5. Кінематична схема ПГР

Подальші розрахунки проводимо згідно методики, представленої в [22, с.134].

Згідно визначених структурної формули та побудованого графіку частот привода головного руху побудуємо кінематичну схему (рисунок. 2.5).

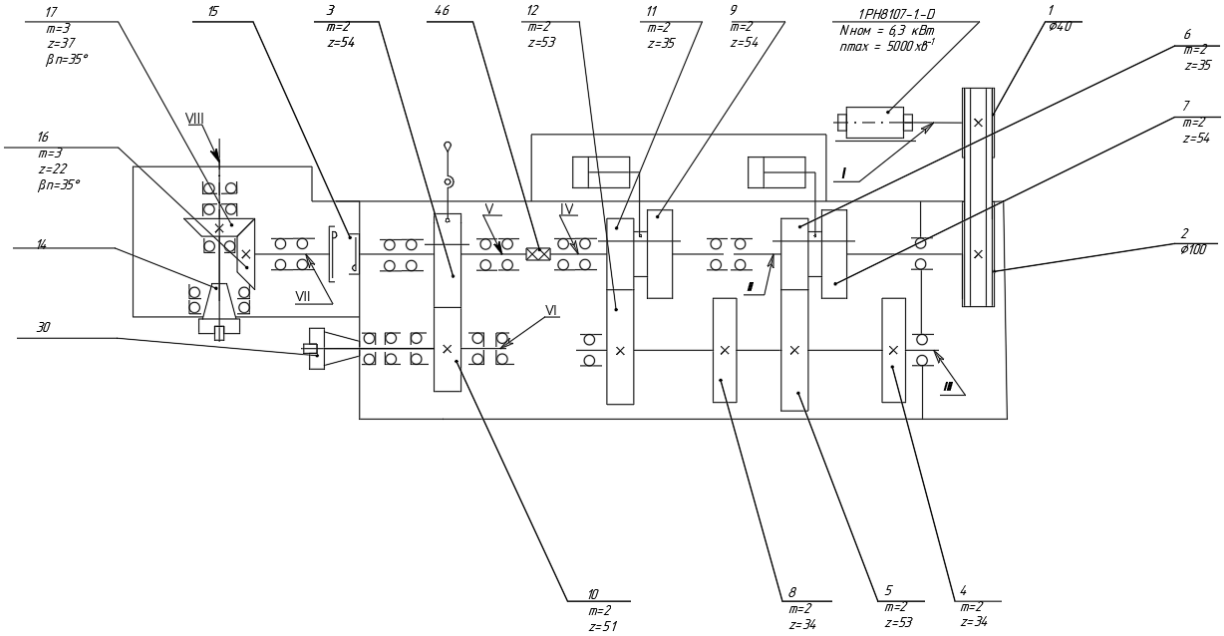


Рисунок 2.5. Кінематична схема привода головного руху

2.6. Визначення передаточних відношень

Кінематичний ланцюг привода головного руху зображений у вигляді передаточних відношень, за допомогою якого представляємо кількість зубів у зачепленні:

$$n_{\text{дв.}} \cdot u_1 \cdot [u_2\, u_3\,] \cdot [u_4\, u_5\,] u_6 = n_{\text{об.шп.}}.$$

За побудованою кінематичною схемою та розрахунками, отримуємо наступні значення:

- для першої групи: u_1 = 2,5
- для другої групи: u_2 =1,6 , u_3 = 0.66
- для третьої групи: u_4 =0.63 , u_5 =1,51
- четвертої групи : u_6=1,058; u_{62}=0,6 [20, с.34]

2.7. Розрахунок чисел зубів зубчастих коліс

Представимо передаточні відношення в кінематичному ланцюзі у вигляді співвідношення кількості зубів:

$$n_{дв.} \cdot \frac{d_2}{d_1} \cdot \left(\frac{\frac{z_1}{z_2}}{\frac{z_3}{z_4}}\right) \cdot \left(\frac{\frac{z_5}{z_6}}{\frac{z_7}{z_8}}\right) \cdot \left(\frac{\frac{z_9}{z_{10}}}{\frac{z_{11}}{z_{12}}}\right) = n_{об.шп.}.$$

Оскільки новий привід головного руху буде монтуватися в станину базового верстату, тоді міжосьові відстані між валами будуть витриманими:

$a_w = (z_1 + z_2) \cdot m / 2$,

m – модуль зачеплення, мм.

Модуль зубчастих зачеплень для циліндричних коліс приймаємо m=2.

Діаметри шківів в клинопасовій передачі Ø40мм і Ø100мм, згідно з методикою розрахунку [19, с.34].

Результати розрахунків представлені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Міжосьові відстані

Передачі між валам	Розрахунок	Сума зубців	Міжосьова відстань, мм
I – II	(100 + 40)/ 2	-	70
II – III	(54 + 34)·2 / 2	88	88
III – IV	(34 + 54)·2 / 2	88	88

Міжосьову відстань між шківами забезпечуємо шляхом вильоту ведучого шків за межі коробки швидкостей. Габарити коробки дозволяють виконати дану компоновку.

Результати розрахунків представлені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3. Числа зубців зубчастих передач

Передаточне відношення φ	Модуль m, мм	Сума зубців S_z	Кількість зубців
$u_2 = \frac{z_1}{z_2}$	2	88	54
			34
$u_3 = \frac{z_3}{z_4}$	2	88	35
			53
$u_4 = \frac{z_5}{z_6}$	2	88	34
			54
$u_5 = \frac{z_7}{z_8}$	2	88	53
			35
$u_6 = \frac{z_9}{z_{10}}$	2	105	54
			51
$u_{62} = \frac{z_{11}}{z_{12}}$	2,5	-	22
			37

Згідно з попередніми розрахунками, кінематичний ланцюг для горизонтального шпиндельного вузла матиме вигляд:

$$n_{дв.} \cdot \frac{100}{40} \cdot \left[\frac{54}{34}\,\frac{35}{53}\right] \cdot \left[\frac{34}{54}\,\frac{53}{35}\right] \cdot \left[\frac{54}{51}\right] = n_{об.шп.}$$

Відповідно для вертикальної головки маємо наступний кінематичний ланцюг:

$$n_{дв.} \cdot \frac{100}{40} \cdot \left[\frac{54}{34}\,\frac{35}{53}\right] \cdot \left[\frac{34}{54}\,\frac{53}{35}\right] \cdot \left[\frac{22}{37}\right] = n_{об.шп.}$$

Були проведені розрахунки, за якими визначено складові частини привода головного руху, їх розміри та параметри таким чином, щоб забезпечувалася умова конструктивних особливостей коробки швидкостей.

2.8. Визначення дійсних частот обертання шпинделя та похибки від табличних значень

Привод головного руху дає чотири швидкості. Разом із асинхронним двигуном можна отримати будь-яку частоту обертання шпинделя в діапазоні частот всього приводу. Отже, дійсні величини обертів визначаємо лише для n_{max} та n_{min} .

Дані для розрахунку:

$$n_{max}=5000 \text{ об/хв.}$$
$$n_{min}=40 \text{ об/хв.}$$

Абсолютна похибка:

$$\Delta n = n_{дійсн.} - n_{табл.}.$$

$n_{дійсн.}$ – дійсна частота обертання валу;
$n_{табл.}$ – табличне значення частоти обертання.

Відносна похибка:

$$\Delta n_{відн.} = \Delta n / n_{табл.}.$$

Відхилення дійсних частот від табличних значень не повинне перевищувати задану величину:

$$\Delta n_{max} = \pm 10 (\varphi - 1) \% = \pm 10 (1{,}26 - 1) \% = \pm 2{,}6 \%.$$

Результати розрахунків представлені у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4. Результати розрахунків чисел обертів шпинделя

	Частота n, об./хв.	Число обертів за хвилину:		Похибка	
		дійсне $n_{дійсн.}$	табличне $n_{табл.}$	абсолютна Δ_n	відносна $\Delta_{nвідн.}$ %
ГШВ	n_{max}	5049	5000	49	0,98
ГШВ	n_{min}	40,4	40	0,4	1
ВГ	n_{max}	2984	3000	-16	0,53
ВГ	n_{min}	40,35	40	0,35	0,88

Згідно з результатам розрахунків, відхилення дійсних частот від табличних не виходять за межі допустимих. Тому, числа зубів зубчастих коліс підібрані правильно, умови роботи забезпечуються.

2.9. Розрахунковий ККД приводу головного руху

Визначаємо розрахунковий коефіцієнт корисної дії (ККД) привода головного руху верстата за методикою [21, с. 22]:

$$\eta = \eta_п^a \cdot \eta_ц^b \cdot \eta_к^c \, \eta_{рп}^d,$$

де $\eta_п$, $\eta_ц$, $\eta_к$, $\eta_{рп}$ – ККД підшипників кочення, циліндричної передачі; конічної зубчастої передачі, пасової передачі. $\eta_п$ = 0,997, $\eta_ц$ = 0,99, $\eta_к$ = 0,97, $\eta_{рп}$=0,98; a, b, c ,d– кількість однотипових передач і підшипників привода.

Розрахунок необхідно вести згідно кінематичної схеми (рисунок 2.5.) від шпинделя до електродвигуна. Результати відображені в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5. Коефіцієнти корисної дії проміжних валів

Вал	Розрахунок	КПД
I	$\eta_{рп}$	0,980
II	$\eta_п^2 \cdot \eta_ц^2 \cdot \eta_{рп}$	0,955
III	$\eta_п^2 \cdot \eta_ц^4$	0,958
IV	$\eta_п^3 \cdot \eta_ц^2$	0,971
V	$\eta_п^4 \cdot \eta_ц^1$	0,978
VI	$\eta_п^6 \cdot \eta_ц^1$	0,972
VII	$\eta_п^2 \cdot \eta_к^1$	0,964
VIII	$\eta_п^4 \cdot \eta_к^1$	0,958

Отже, загальний ККД всього привода при працюючому горизонтальному шпиндельному вузлі (зубчаста муфта 15 (див. рисунок 2.5) розімкнена) буде:

$\eta = \eta_I \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{IV} \cdot \eta_V \cdot \eta_{VI}$=0,832=83,2 %

Аналогічно при працюючій вертикальній голівці (зубчаста муфта 15 замкнена, циліндричне зачеплення 55-54 розімкнене) буде

$\eta = \eta_I \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{IV} \cdot \eta_V \cdot \eta_{VII} \cdot \eta_{VIII}$ =0,786=78,6 %

2.10. Попередній розрахунок діаметрів валів

Визначаємо орієнтовні діаметри валів згідно умови жорсткості валів за кутом закручування за методикою [21, с. 21]:

$$d \geq (105 \div 125)\sqrt[4]{\frac{N_{\text{еф}}}{n_i \cdot \eta_{\text{ш}-i}}},$$

де $N_{еф}$ – ефективна потужність, яка затрачується на обробку заготовки, кВт (див. п. 2.2);

n_i – частота *i*-го валу, об/хв.;

$\eta_{ш\text{-}i}$ – умовний КПД від шпинделя до *i*-го валу, починаючи від шпинделя (див. п. 3.8).

Розрахунок ведеться при найменших частотах. Згідно графіка частот (рис. 3.2) отримуємо наступні частоти проміжних валів:

n_{II} =390 об/хв

n_{III} =257 об/хв

n_{IV} =170 об/хв.;

n_{VI} =180 об/хв

n_{VIII} =101 об/хв

Розрахункові величини діаметрів проміжних валів заокруглюємо до найближчих із ряду гладких валів (ГОСТ 6636-73). Результати обрахунків представлені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6. Попередній розрахунок діаметрів валів

Вал №	Розрахунок діаметру вала	Розрахунковий діаметр вала, $d_{розрах}$, мм	Прийнятий діаметр вала, d, мм
II	$d \geq (105 \div 125)\sqrt[4]{\frac{4,5}{390 \cdot 0,955}}$	51,2	50
III	$d \geq (105 \div 125)\sqrt[4]{\frac{4,5}{257 \cdot 0,958}}$	64,9	65
IV	$d \geq (105 \div 125)\sqrt[4]{\frac{4,5}{170 \cdot 0,971}}$	81,6	80
VI	$d \geq (105 \div 125)\sqrt[4]{\frac{4,5}{180 \cdot 0,978}}$	78,8	80
Для вертикальної головки			
VIII	$d \geq (105 \div 125)\sqrt[4]{\frac{4,5}{101 \cdot 0,964}}$	60,5	60

2.11. Вибір електродвигуна

Потужність електродвигуна визначаємо за формулою згідно методики [21, стор. 23], кВт:

$$N_{ел} = k \cdot N_{еф} / \eta + N_{х.х.} ,$$

де k = 1 ÷ 1,3 – коефіцієнт тимчасово короткого перевантаження електродвигуна; $N_{еф}$ – ефективна потужність, яка затрачується на обробку заготовки, кВт (див. п. 2.2); η – умовний ККД привода головного руху (див. п.2.10); $N_{х.х.}$ – потужність холостого ходу, кВт.

Потужність холостого ходу привода розраховуємо за методикою [23, с. 134], кВт:

$$N_{х.х.} = k_м \cdot d_{ср} \cdot 10^{-5} \cdot (n_I + n_{II} + \ldots + n_i + k_{шп} \cdot d_{шп} \cdot n_{шп} / d_{ср}),$$

де $k_м$ – коефіцієнт, який характеризує конструкцію основних елементів приводу головного руху та якість їх виготовлення, що приймається ріним в діапазоні 3-6; малі значення коефіцієнту відповідають простішим, а більші значення – складнішим; $d_{ср}$ – середній діаметр проміжних валів приводу головного руху, см; n_I, …, n_i – частоти обертів проміжних валів приводу, об/хв; $k_{шп}$ – коефіцієнт, який враховує додаткові витрати у шпиндельному вузлі; з підшипниками кочення приймається рівним 1,5, а з підшипниками ковзання – 2; $d_{шп}$ – діаметр шпиндельного валу у передній опорі, см; $n_{шп}$ – частота обертання шпинделя, об/хв.

Середній діаметр проміжних валів приводу визначаємо за формулою

$$d_{ср} = (d_I + d_{II} + \ldots + d_i) / i = 52 \text{ мм}$$

Розрахункову частоту обертання шпинделя $n_{шп}$ для багатьох верстатів загального призначення приймають найбільшу з нижньої третини загальної кількості ступенів частот z (див. п. 2.3). Для даного випадку $n_{шп} = 22 / 3 \approx 7$. Сьомим ступенем є частота $n_{шп} = 170$ об/хв. В такому випадку маємо частоти:

$n_I = 2096$ об/хв.;

$n_{II} = 1320$ об/хв.;

$n_{III} = 620$ об/хв.;

$n_{IV} = 257$ об/хв.;

$n_{VI} = 170$ об/хв..

Звідси, величина потужності холостого ходу згідно розрахунку дорівнює:

$$N_{х.х.} = 0.6 \text{ кВт}$$

Потужність двигуна має величину:

$$N_{ел} = 6.3 \text{ кВт}$$

Отже, підібраний (див. п. 2.2) електродвигун серії 1PH8107-1.-D має більшу потужність ніж розрахункова, що дозволяє використати його для привода головного руху модернізованого верстату.

3. Конструкторський розрахунок шпинделних вузлів

В даному розділі описаний підбір та розрахунок оптимальної структури горизонтального шпиндельного вузла та вертикальної головки, а саме – розрахунок жорсткості опор, визначення силових характеристик.

«З позиції надійності оптимальною буде така конструкція машини та її елементів, коли з найменшими затратами засобів досягається необхідна продовжуваність роботи окремих вузлів, механізмів та машини в цілому при заданій безвідмовності та регламентованих затратах на ремонт та технічне обслуговування.

Витрати на підвищення надійності можна розподілити так, щоб отримати найбільший ефект, а в більшості випадків досягнути підвищення надійності не за рахунок додаткових затрат, а шляхом застосування раціональних конструктивних рішень» [2, с.568].

В такому випадку необхідно проаналізувати базові конструкції шпиндельних вузлів на надійність та, зокрема, на здатність забезпечувати необхідні параметри для обробки деталі.

3.1. Визначення максимального режиму різання

Розрахунок шпиндельного вузла включає в себе такі етапи розрахунків:

- Розробка розрахункової схеми, розрахунок максимального режиму різання та розрахункового навантаження;
- Розрахунок жорсткості передньої та задньої опор;
- Визначення оптимальної міжопорної відстані в горизонтальному шпиндельному вузлі;
- Визначення радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла;
- Визначення радіального биття передньої та задньої опор;
- Визначення демпфувальних властивостей шпиндельного вузла;
- Визначення власної частоти шпинделя.

Розрахунок максимального режиму різання та розрахункового навантаження ведемо за методикою [23, с.154]

Результати розрахунків приведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Вихідні дані

№	Найменування складової	Величина	Примітки
1	Інструмент		Фреза торцева Ф120
2	Матеріал заготовки	-	Сплав алюмінію АД31 ГОСТ 4784-97/ГОСТ 22231-2001
3	Матеріал інструменту	-	Р6М5
4	Глибина різання, мм	3	
5	Подача, мм/об.	0,015	
6	Швидкість різання, м/хв.	171	
7	Сила різання Pz, кН	0,615	
8	Сила різання Py, кН	0,234	
9	Сила різання Px, кН	0,34	
10	Крутний момент, Н·м	98,4	
11	Ефективна потужність, кВт	1,37	

Так як розрахункова потужність менша від ефективної потужності верстата, швидкість фрезерування буде обмежена лише стійкістю інструмента.

3.2. Обґрунтування компоновок шпиндельних вузлів

Базовий верстат має горизонтальний шпиндель з діаметром у передній опорі $d = 70$ мм, коефіцієнт швидкохідності $K_v = 1{,}8 \cdot 10^5$. Діаметр шпинделя вертикальної головки d=80, коефіцієнт швидкохідності K_v=2,0· 10^5. В обох випадках у передній та у задній опорах встановлені роликові конічні однорядні

підшипники для забезпечення високої жорсткості вузлів та вантажопідйомності. В нашому випадку необхідно забезпечити високу швидкохідність.

Базова компоновка шпиндельного вузла представлена на рисунку 3.1.

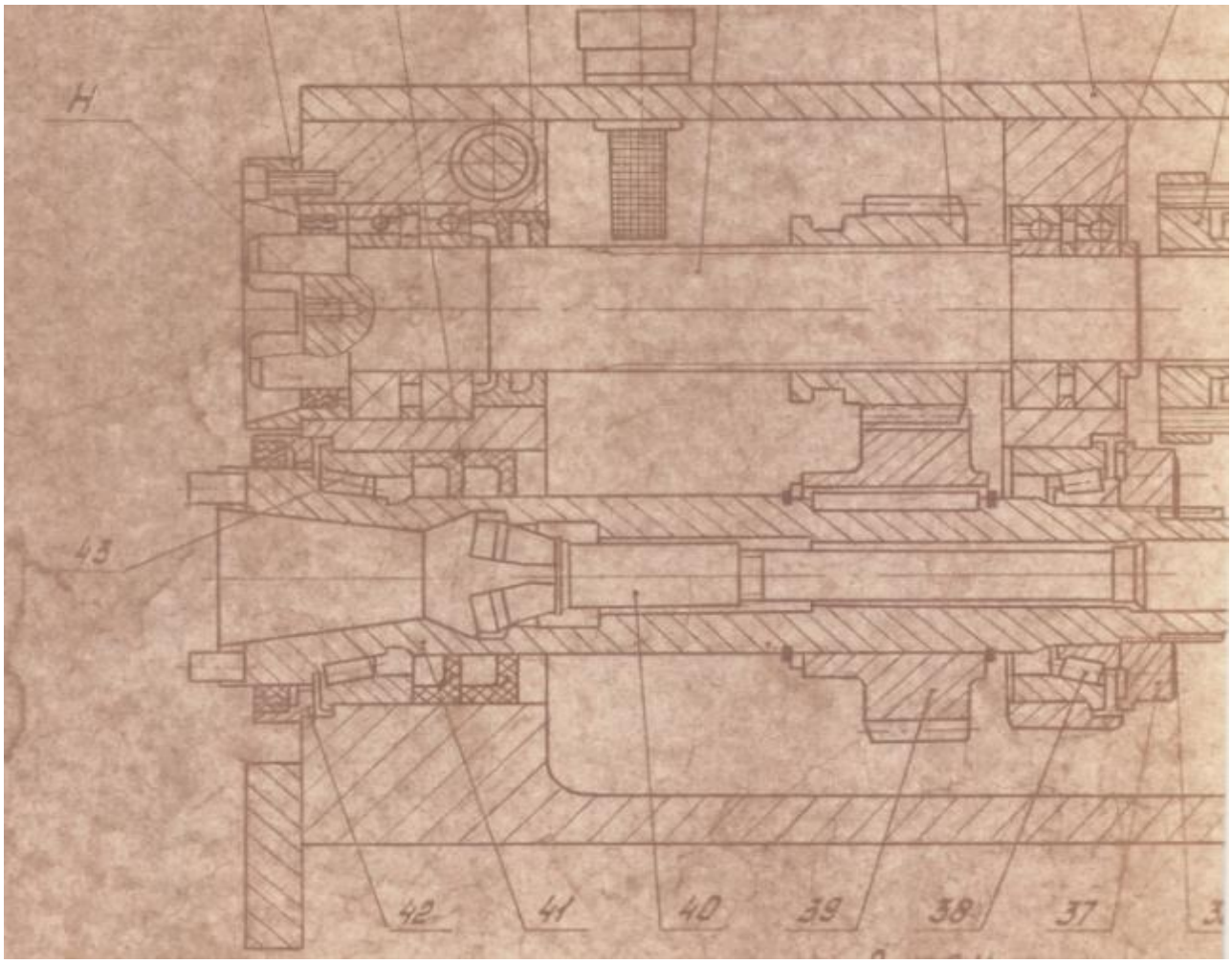


Рисунок 3.1. Компоновка базового горизонтального шпинделя [15, с.54]

У модернізованому верстаті був використаний горизонтальний шпиндель з діаметром під передніми опорами $d = 80$ мм. Приймаємо діаметр шпинделя як в базовому верстаті.

Отримуємо коефіцієнт швидкохідності $K_v = D \cdot n_{max} = 80 \cdot 5000 = 4 \cdot 10^5$.

Компоновка горизонтального шпиндельного вузла базового верстата не забезпечує параметри швидкохідності $K_v = 4 \cdot 10^5$ мм $\cdot$ хв$^{-1}$. Серед типових компоновок [24] заданому значенню K_v відповідає компоновка для значень $K_v = 4\ldots7{,}0 \cdot 10^5$ *мм* $\cdot$ *хв*$^{-1}$ (схема 6).

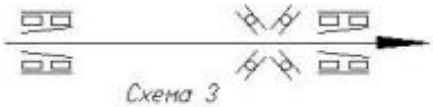
Изображение шпиндельного узла на кинематических схемах	Используемые подшипники		$d \times n \times 10^5$, мм×об/мин
	В передней опоре	В задней опоре	
 Схема 1	3182100 и 8100	3182100	1,5...2,0
 Схема 2	697700 или 697800	67700, или 2007100	1,8...2,5
 Схема 3	3182100 и 178000	3182100	2,5...4,5
 Схема 4	46000 или 36000	46000 или 36000	3...5
 Схема 5	46000 или 36000	3182100	4...6,0
 Схема 6	36000	36000	4...7,0
 Схема 7	36000	36000	6,5...11

Рисунок. 3.2.Типові компоновки шпиндельного вузла [24, с. 22]

У передній опорі встановлено три шарикові радіально-упорні нероз'ємні однорядні підшипники зі скосом на зовнішньому кільці та кутом контакту $\propto =$

$12°$, з внутрішнім діаметром $d = 80\ мм$ та зовнішнім $D = 140\ мм$ і шириною $B = 26\ мм$ за схемою показаною на рисунку 4.4.

У задній опорі встановлено два підшипники, шарикові радіально-упорні нероз'ємні однорядні зі скосом на зовнішньому кільці та кутом контакту $\propto = 12°$, з внутрішнім діаметром $d = 65\ мм$ та зовнішнім $D = 120\ мм$ і шириною $B = 23\ мм$, за схемою показаною на рисунку 4.4.

Базова компоновка вертикальної головки представлена на рисунку 4.2.

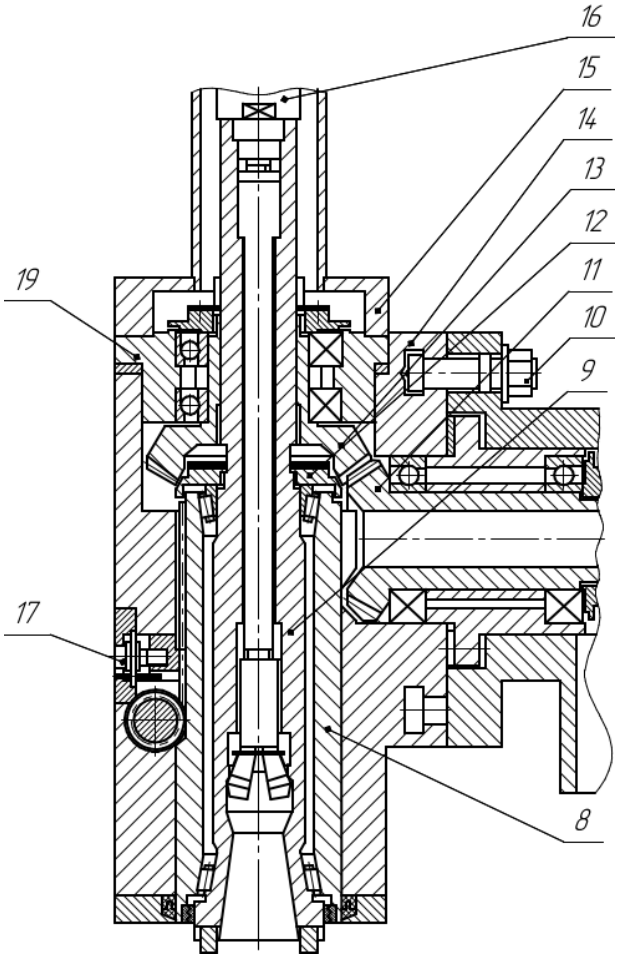


Рисунок 3.3. Базова компоновка вертикальної головки

У модернізованій вертикальній головці аналогічно використовуємо базові розміри шпинделя.

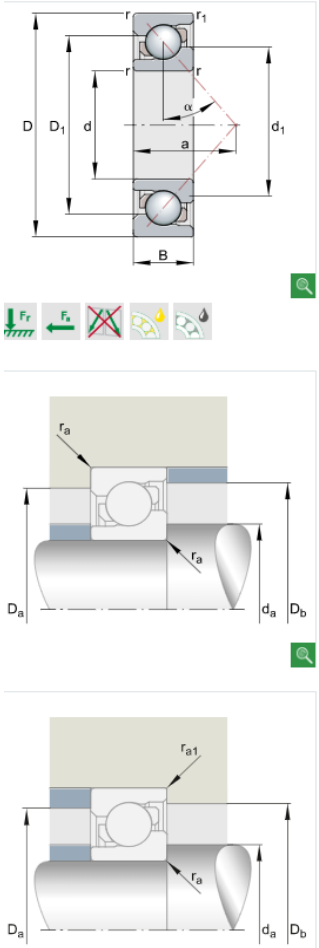
Оскільки необхідні частоти обертання шпинделя будуть забезпечені використанням мультиплікаторної головки (див. розділ 1.2) фірми GERRARDI -

GSS -13, пропоную використати спеціальну компоновку шпиндельного вузла вертикальної голівки.

В передній опорі встановлюю два кулькових радіально-упорних підшипника зі скосом на зовнішньому кільці з внутрішнім кільцем d =60 мм та зовнішнім D =110 мм. В задній опорі встановлюю кульковий радіально-упорний підшипник зі скосом на зовнішньому кільці з внутрішнім кільцем d =50 мм, зовнішнім кільцем D =90 мм.

Пропоную використати підшипники з даними величинами фірми FAG, у яких статична та динамічна вантажопідйомності вищі, що підвищує показник працездатності шпиндельних вузлів та верстату загалом. Згідно попередніх розрахунків опор було підібрано наступні підшипники:

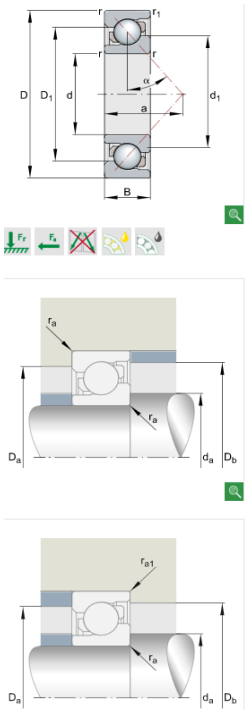
Для горизонтального шпиндельного валу в передній опорі встановлюємо 3 кулькові радіально-упорні підшипники серії 7216-B-XL-TVP з такими технічними характеристиками:



d	80 mm	
D	140 mm	
B	26 mm	
a	59 mm	
D_1	117,2 mm	
$D_{a\ max}$	129 mm	
$D_{b\ max}$	134,4 mm	
d_1	102,9 mm	
$d_{a\ min}$	91 mm	
$r_{1\ min}$	1 mm	
$r_{a\ max}$	2 mm	
$r_{a1\ max}$	1 mm	
r_{min}	2 mm	
α	40 °	Угол контакта
m	1,42 kg	Вес
C_r	85000 N	динамическая грузоподъемность, радиальная
C_{0r}	72000 N	статическая грузоподъемность, радиальная
C_{ur}	4800 N	Нагрузка предела усталости, радиальная
n_G	5800 1/min	Предельная частота вращения
$n_{\vartheta r}$	4950 1/min	Базовая тепловая частота вращения

Рисунок 3.4. Технічні характеристики підшипника 7216-B-XL-TVP [22]

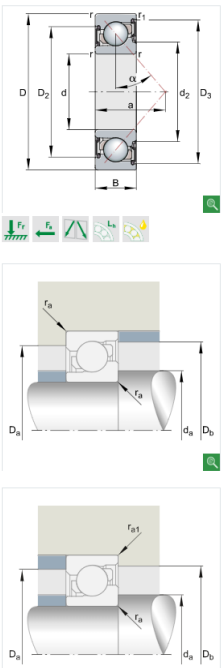
В задній опорі встановлюємо два кулькових радіально-упорних підшипники серії 7213-B-XL-MP з такими технічними характеристиками:



d	65 mm	
D	120 mm	
B	23 mm	
a	51 mm	
D_1	98,9 mm	
$D_{a\,max}$	111 mm	
$D_{b\,max}$	114,4 mm	
d_1	86,3 mm	
$d_{a\,min}$	74 mm	
$r_{1\,min}$	1 mm	
$r_{a\,max}$	1,5 mm	
$r_{a1\,max}$	1 mm	
r_{min}	1,5 mm	
α	40 °	Угол контакта
m	1,15 kg	Вес
C_r	64000 N	динамическая грузоподъемность, радиальная
C_{0r}	52000 N	статическая грузоподъемность, радиальная
C_{ur}	3600 N	Нагрузка предела усталости, радиальная
n_G	9000 1/min	Предельная частота вращения
$n_{\vartheta r}$	5700 1/min	Базовая тепловая частота вращения

Рисунок 3.5. Технічні характеристики підшипника 7213-B-XL-MP [22]

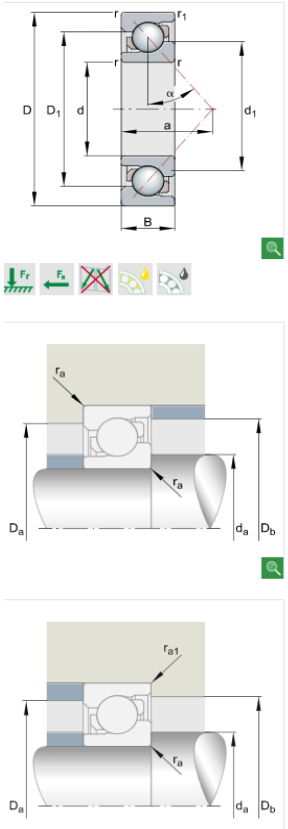
Аналогічно для вертикальної головки: в передній опорі встановлюємо два кулькових радіально-упорних підшипники серії 7212-B-XL-2RS-TVP



d	60 mm	
D	110 mm	
B	22 mm	
a	47 mm	
D_1	90,8 mm	
D_2	94,4 mm	
D_3	103,4 mm	
$D_{a\,max}$	101 mm	
$D_{b\,max}$	104,4 mm	
d_2	75,3 mm	
$d_{a\,min}$	69 mm	
$r_{1\,min}$	1 mm	
$r_{a\,max}$	1,5 mm	
$r_{a1\,max}$	1 mm	
r_{min}	1,5 mm	
α	40 °	Угол контакта
m	0,78 kg	Вес
C_r	59000 N	динамическая грузоподъемность, радиальная
C_{0r}	45000 N	статическая грузоподъемность, радиальная
C_{ur}	3150 N	Нагрузка предела усталости, радиальная
n_G	3450 1/min	Предельная частота вращения

Рисунок 3.6. Технічні характеристики підшипника 7212-B-XL-2RS-TVP [22]

В задній опорі встановлюю один кульковий радіально-упорний підшипник серії 7208-B-XL-JP з такими характеристиками:



d	40 mm	
D	80 mm	
B	18 mm	
a	34 mm	
D_1	64,4 mm	
$D_{a\ max}$	73 mm	
$D_{b\ max}$	75,8 mm	
d_1	56,4 mm	
$d_{a\ min}$	47 mm	
$r_{1\ min}$	0,6 mm	
$r_{a\ max}$	1 mm	
$r_{a1\ max}$	0,6 mm	
r_{min}	1,1 mm	
α	40 °	Угол контакта
m	0,372 kg	Вес
C_r	34000 N	динамическая грузоподъемность, радиальная
C_{0r}	23500 N	статическая грузоподъемность, радиальная
C_{ur}	1630 N	Нагрузка предела усталости, радиальная
n_G	10900 1/min	Предельная частота вращения
$n_{\vartheta r}$	8600 1/min	Базовая тепловая частота вращения

Рисунок 3.7. Технічні характеристики підшипника 7208-B-XL-JP [22]

Попередній натяг у всіх випадках забезпечуємо за допомогою дистанційних кілець, стопоріння за допомогою круглих гайок із радіальними отворами під установочні гвинти. Змащування відбувається імпульсним змащуванням консистентним мастилом.

3.3. Зміна схеми установки опор шпинделя модернізованого верстата.

Таким чином, компоновка горизонтального шпиндельного вузла зображена на рисунку 3.8.

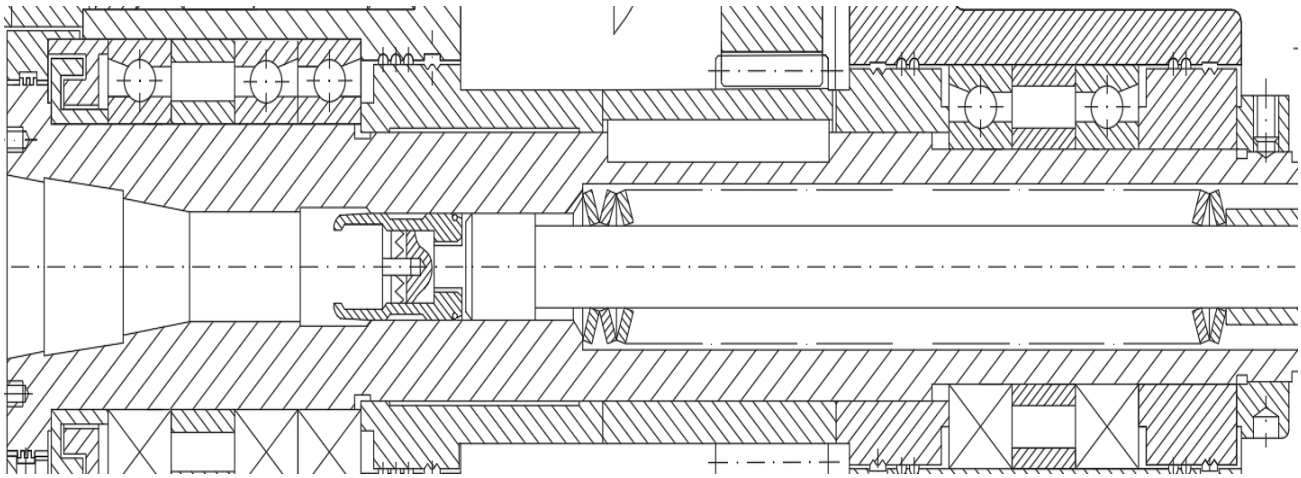


Рисунок 3.8. Компоновка горизонтального шпиндельного вузла

Компоновка вертикальної головки зображена на рисунку 3.9.

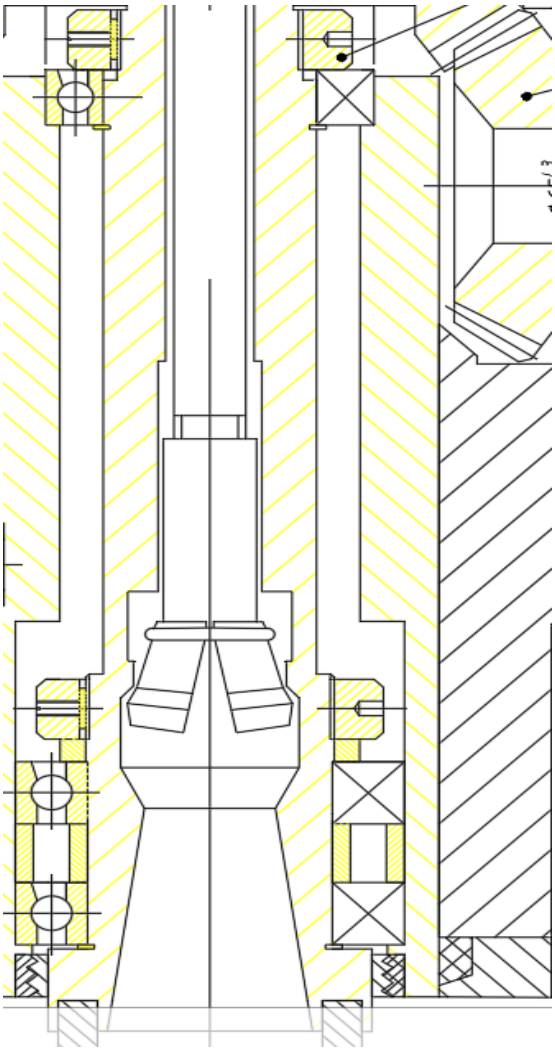


Рисунок 3.9. Компоновка вертикальної головки

3.4 Розрахунок жорсткості (податливості) опор

В даному розділі представлений розрахунок реакцій передньої та задньої опор R_1 та R_2 по схемах в горизонтальному шпиндельному вузлі (рис. 3.10). [25, с.41]

Базові величини шпинделя – l=288; a=92; b=108; c=180; $P_{розр}$=3,04 кН

де, l - міжопорна відстань; a - відстань між переднім кінцем шпинделя і передньою опорою; b – відстань між задньою опорою і зубчастим колесом; c – відстань між передньою опорою і зубчастим колесом.

Розрахуємо реакції опор шпинделя згідно заданих величин:

$$R_1 = \frac{P(a+l)}{l} = \frac{3{,}04(92+288)}{288} = 4{,}01 \text{ кН.}$$

$$R_2 = \frac{P \cdot a}{l} = \frac{3{,}04 \cdot 92}{288} = 0{,}97 \text{ кН.}$$

Жорсткість передньої J_{r1} та задньої J_{r2} опор матимуть величини:

$J_{r1} = 1000 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}}$, $J_{r2} = 125 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}}$.

Податливості передньої та задньої опор дорівнюють:

$$e_1 = \frac{1}{\text{C}_{r1}} = \frac{1}{1000} = 0{,}001 \frac{\text{мкм}}{\text{Н}}$$

$$e_2 = \frac{1}{\text{C}_{r2}} = \frac{1}{125} = 0{,}008 \frac{\text{мкм}}{\text{Н}}$$

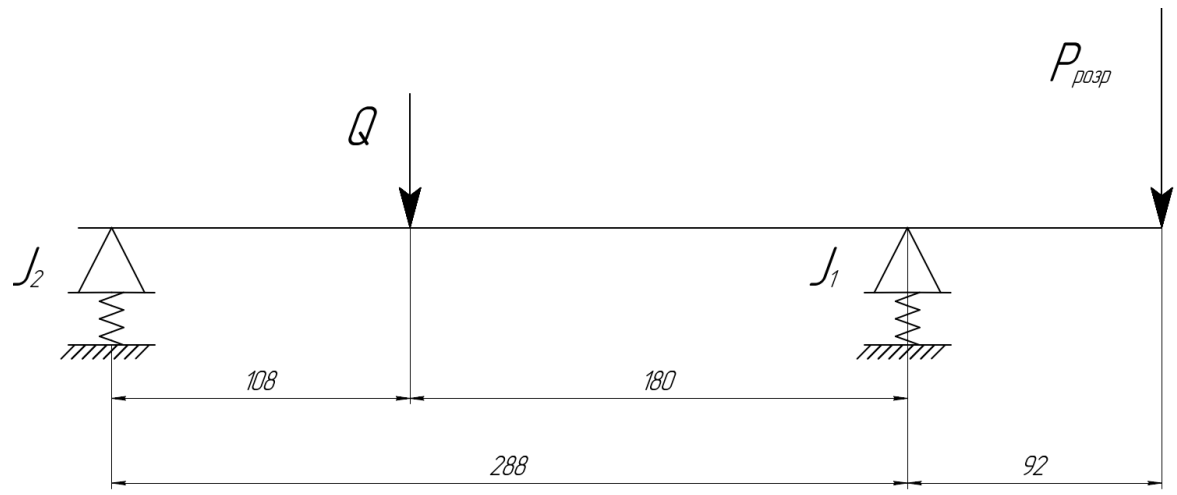


Рисунок 3.10. Розрахункова схема шпиндельного вузла

3.5. Визначення радіальної жорсткості шпиндельного вузла

Величину радіального зміщення в передньому кінці розраховуємо за наступною формулою:

$$y = y_ш + y_{оп} + y_{здв},$$

де $y_ш, y_{оп}, y_{здв}$ - радіальні відхилення, що виникають внаслідок згину шпинделя, податливістю опор та зсувом за дії поперечних сил (величиною $y_{здв}$ можна нехтувати, оскільки вона не перевищує 3-6%), звідси:

$$y = y_ш + y_{оп},$$

Визначаємо переміщення $y_ш$ інтегралом Мора і за правилом Верещагіна графо-аналітично:

$$y_ш = \frac{a^2}{3E}\left[\frac{a}{I_2} + \frac{l(1-\varepsilon_з)}{I_1}\right] + \frac{1}{I_1}\cdot\left[\frac{l + a\cdot(1-\varepsilon_з)}{l^2}\right]^2 - Q\cdot(1-\varepsilon_з)$$
$$\cdot\left[\frac{1}{I_1}\cdot\frac{l+a}{l^2} - \frac{1}{I_2}\cdot\frac{l-c}{l^2} - \frac{a\cdot(c^3 + 2\cdot c\cdot l^2 - 3\cdot c^2\cdot l)}{3\cdot E\cdot I_1\cdot l}\right],$$

де E – модуль пружності, для сталі $E = 2\cdot 10^5$ МПа $= 2\cdot 10^5 \frac{Н}{мм^2}$; I_1, I_2 – моменти інерції міжопорної передньої частини.

$$I_1 = \frac{\pi d^4}{64}\left[1 - \left(\frac{d'}{d}\right)^4\right] = \frac{\pi\cdot 75^4}{64}\left[1 - \left(\frac{45}{75}\right)^4\right] = 1352181{,}35 \text{ мм}^4$$

$$I_2 = \frac{\pi d^4}{64}\left[1 - \left(\frac{d'}{d}\right)^4\right] = \frac{\pi \cdot 80^4}{64}\left[1 - \left(\frac{30}{80}\right)^4\right] = 39440{,}624959 \text{ мм}^4$$

$\varepsilon_з$ – коефіцієнт защемлення у передній опорі, $\varepsilon_з = 0{,}15$.

Переміщення $y_{оп}$ визначаємо за умови абсолютно жорсткого шпинделя по принципу подібності трикутників:

$$y_{оп} = P\left\{e_1\left[\frac{a(1-\varepsilon_з)+l}{l}\right]^2 + e_2(1-\varepsilon_з)\left(\frac{a}{l}\right)^2\right\}$$

Радіальне відхилення переднього кінця визначаємо за формулою:

$$y = \frac{P \cdot a^2}{3E}\left[\frac{a}{I_2} + \frac{l(1-\varepsilon_з)}{I_1}\right] + P\left\{e_1\left[\frac{a(1-\varepsilon_з)+l}{l}\right]^2 + e_2(1-\varepsilon_з)\left(\frac{a}{l}\right)^2\right\}$$

$$y = \frac{3044 \cdot 92^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5}\left[\frac{92}{39740{,}6} + \frac{288(1-0{,}15)}{1351181{,}25}\right] +$$

$$+3044\left\{0{,}000001\left[\frac{92(1-0{,}15)+288}{288}\right]^2 + 0{,}000008(1-0{,}15)\left(\frac{92}{288}\right)^2\right\} =$$

$$= 0{,}00094 + 0{,}005889 = 0{,}006729 \text{ мм.}$$

Перевіримо правильність розрахунку за наступною умовою:

$$y \le [y] = 0{,}0001 \cdot l = 0{,}0001 \cdot 288 = 0{,}0288\text{мм}$$

$$0{,}006829 \text{ мм} < 0{,}0288 \text{ мм.}$$

Сумарна радіальна податливість:

$$e_р = \frac{y}{P} = \frac{1}{j_p} = \frac{0{,}006829}{3044} = 0{,}00000224\,\frac{\text{мм}}{\text{Н}} = 0{,}00224\,\frac{\text{мкм}}{\text{Н}}$$

3.6 Визначення радіального биття опор шпиндельного вузла

Визначаємо радіальне биття передньої δ_A та задньої δ_B опор за наступною формулою:

$$\delta = \delta_A\left(1 + \frac{a}{l}\right) + \delta_B\frac{a}{l} \le \frac{\Delta}{3}$$

де Δ - допуск на радіальне биття, $\Delta = 1$мкм.

Приймаємо $\delta_A\left(1 + \frac{a}{l}\right) = \delta_B\frac{a}{l}$, звідси:

$$\delta_{\text{A}} = \frac{\Delta}{6(1+\frac{a}{l})} = \frac{0{,}001}{6(1+\frac{92}{288})} = 0{,}0001253 \text{ мм}$$

$$\delta_{\text{B}} = \frac{\Delta}{6\cdot\frac{a}{l}} = \frac{0{,}001}{6\cdot\frac{92}{288}} = 0{,}00042 \text{ мм}$$

Згідно розрахунків можна зробити висновок, щопотрібно підібрати підшипники підвищеного класу точності, радіально-упорні підшипники високошвидкісні. [25, с.41]

3.7 Визначення демпфувальних властивостей шпиндельного вузла

Демпфувальні властивості оцінюємо за логарифмічним декрементом коливань шпинделя:

$$\lambda_{\text{ш}} = ln\ ln\left(\frac{A_i}{A_{i+1}}\right) > [\lambda]$$

Згідно довідкових даних для фрезерного верстата становить $[\lambda] = 0{,}27$.

$$\lambda_{\text{ш}} = 0{,}5\frac{\psi_1\cdot\psi_2\cdot l^2}{a^2\cdot\psi_1+\psi_2\cdot(l+a)^2} = 0{,}5\frac{0{,}75\cdot 0{,}46\cdot 288^2}{92^2\cdot 0{,}75+0{,}46\cdot(288+92)^2} = 0{,}29.$$

ψ_1– розсіювання енергії у передній опорі, $\psi_1 = 0{,}4 + 0{,}35 = 0{,}75$

ψ_2– розсіювання енергії у задній опорі, $\psi_2 = 0{,}23 + 0{,}23 = 0{,}46$.

Перевіримо правильність розрахунків:

$$\lambda_{\text{ш}} > [\lambda]$$
$$0{,}29 > 0{,}27.$$

Отже, умова виконується, а тому можна зробити висновок про стабільність роботи горизонтального шпиндельного вузла.

3.8 Визначення власної частоти шпинделя

Розраховуємо наближено розрахунок власної частоти обертання шпинделя згідно формули:

$$\omega_{\text{c}} = \nu\sqrt{\frac{E\cdot I_1}{m\cdot(1+\lambda)^3\cdot a^2}},$$

де $\nu(\lambda)$ - коефіцієнт, який для $\lambda = 3 \ldots 4$ знаходиться в межах $2{,}6 \ldots 2{,}9$;

m - маса шпинделя, кг;

Розраховуємо коефіцієнт згідно заданих значень:

$$\lambda = \frac{l}{a} = \frac{288}{92} = 3{,}88.$$

$$\omega_{\text{c}} = \nu \sqrt{\frac{E \cdot I_1}{m \cdot (1+\lambda)^3 \cdot a^2}} = 2{,}9 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 1{,}35 \cdot 10^{-6}}{13 \cdot (1+3{,}88)^3 \cdot 0{,}92^2}} = 43{,}1\ c^{-1}.$$

Отримана величина власної частоти шпинделя дозволяє розрахувати та уникнути негативного явища, як резонанс, при якому навантаженість верстату зростає в експоненціальному порядку, що знижує працездатність обладнання.

3.9 Розрахунок радіальної жорсткості задньої опори шпинделя

У задній опорі встановили два кулькові радіально-упорні нероз'ємні однорядні підшипники типу 7213-B-XL-MP. Вихідні дані до розрахунку [26, с.145]:

$$d = 65 \text{ мм}$$

$$D = 120 \text{ мм}$$

$$b = 23 \text{ мм}$$

$$C_0 = 52000 \text{ Н}$$

$$C = 64000 \text{ Н}$$

Оскільки розташування підшипників у задній опорі є аналогічним розташуванню підшипників у передній опорі, тому користуємось тим самим розрахунком та підставляємо значення для підшипників в задній опорі.

Визначаємо попередній натяг у швидкісних радіально-упорних підшипниках за формулою:

$$F_H \approx 1{,}7 \cdot F_r \cdot tg \propto$$

Попередній натяг розраховуємо за наступною формулою:

$$F_r = \frac{R_{\text{B}}}{2} = \frac{0{,}97\ \text{кН}}{2} = 485 \text{ Н}$$

де $R_{\text{В}}$ - реакція у задній опорі.

$$F_H = 1{,}7 \cdot F_r \cdot tg \propto = 1{,}7 \cdot 485 \cdot tg30 = 476 \text{ Н}$$

Звідси, підставляємо отримані значення та підставляємо їх у подальший розрахунок:

$$K_F = 0{,}33 \cdot (\frac{F_H}{C_0})^{0{,}64} = 0{,}33 \cdot (\frac{476}{52000})^{0{,}64} = 0{,}024$$

$$K_r = \frac{0{,}026}{(K_F + 0{,}02)^{0{,}6}} \cdot \left(\frac{F_r}{C_0}\right) = \frac{0{,}026}{(0{,}024 + 0{,}02)^{0{,}6}} \cdot \left(\frac{476}{52000}\right) = 0{,}0028 \text{ мм} = 2{,}8 \text{ мкм}$$

Визначаємо пружне зближення кульок та кілець підшипника:

$$\delta_{rn} = 0{,}03 \cdot d_T \cdot K_r = 0{,}03 \cdot 100 \cdot 0{,}0028 = 0{,}0084 \text{ мм} = 8{,}4 \text{ мкм}$$

Визначаємо деформації на поверхнях посадок кілець з гільзою та валом:

$$\delta_{rk} = \frac{4 \cdot R_{\text{В}} \cdot K_\delta}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) = \frac{4 \cdot 970 \cdot 0{,}0084}{3{,}14 \cdot 65 \cdot 18} \cdot \left(1 + \frac{65}{120}\right) = 0{,}01464 \text{ мм} = 14{,}64 \text{ мкм}$$

Розраховуємо величину радіальної жорсткості задньої опори:

$$j_r = \frac{1{,}66 \cdot F_r}{\delta_{rn} + \delta_{rk}} = \frac{1{,}66 \cdot 485}{8{,}4 \ + 14{,}64} = 34{,}943 \text{ Н/мкм}$$

Жорсткість задньої опори, яка містить 2 підшипники становитиме:

$$j_{\text{оп}} = 1{,}7 \cdot j_r = 1{,}7 \cdot 34{,}943 \ = 59{,}4 \text{ Н/мкм}$$

Аналогічні розрахунки проводимо і для передньої опори.

Базові дані до розрахунку [13]:

$$d = 80 \text{ мм}$$

$$D = 140 \text{ мм}$$

$$b = 26 \text{ мм}$$

$$C_0 = 72000 \text{ Н}$$

$$C = 85000 \text{ Н}$$

Попередній натяг визначаємо за формулою:

$$F_H \approx 1{,}7 \cdot F_r \cdot tg \propto$$

$$F_r = \frac{R_A}{3} = \frac{4{,}01 \ \text{кН}}{3} = 1340 \text{ Н}$$

де R_A - реакція передньою опори.

$$F_H = 1{,}7 \cdot F_r \cdot tg \propto = 1{,}7 \cdot 1340 \cdot tg30 = 1319 \text{ Н}$$

Звідси, отримуэмо наступні розрахунки:

$$K_F = 0{,}33 \cdot (\frac{F_H}{C_0})^{0{,}64} = 0{,}33 \cdot (\frac{1319}{72000})^{0{,}64} = 0{,}0287$$

$$K_r = \frac{0{,}026}{(K_F + 0{,}02)^{0{,}6}} \cdot \left(\frac{F_r}{C_0}\right) = \frac{0{,}026}{(0{,}0287 + 0{,}02)^{0{,}6}} \cdot \left(\frac{1340}{72000}\right) = 0{,}0036 \text{ мм} = 3{,}6 \text{ мкм}$$

Розраховуємо пружне зближення кульок з кільцями підшипника:

$$\delta_{rn} = 0{,}03 \cdot d_T \cdot K_r = 0{,}03 \cdot 140 \cdot 0{,}0036 = 0{,}0135 \text{ мм} = 13{,}5 \text{ мкм}$$

Визначаємо деформації на поверхнях посадок:

$$\delta_{rk} = \frac{4 \cdot R_{\text{В}} \cdot K_\delta}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) = \frac{4 \cdot 4010 \cdot 0{,}135}{3{,}14 \cdot 80 \cdot 26} \cdot \left(1 + \frac{80}{140}\right) = 0{,}643 \text{ мм} = 643 \text{ мкм}$$

Розраховуємо величину радіальної жорсткості в передній опорі:

$$j_r = \frac{1{,}66 \cdot F_r}{\delta_{rn} + \delta_{rk}} = \frac{1{,}66 \cdot 1340}{13{,}5 \ + 643} = 3{,}388 \text{ Н/мкм}$$

Жорсткість передньої опори, яка містить 3 підшипники, становитиме:

$$j_{\text{оп}} = 2{,}24 \cdot j_r = 2{,}24 \cdot 41{,}13 \ = 7{,}6 \text{ Н/мкм}$$

Таким чином, було замінено компоновки шпиндельних вузлів для підвищення показнику працездатності – надійність. Внаслідок заміни зменшене навантаження на опори вузлів для збільшення міжремонтного терміну. Недоліком заміни є складна конфігурація опор – наявність двох, трьох підшипників в опорі, для яких є необхідність забезпечення попереднього натягу та фіксації коліс.

4. Проектування пристосування для фрезерування деталі «Кришка»

4.1. Опис верстатного пристосування (операція 015) та принципу його роботи

Необхідно розробити пристосування для обробки деталі на даному верстаті. Деталь виготовляється з матеріалу – сплав алюмінію АД31 ГОСТ 4784-97/ГОСТ 22231-2001. Заготовка-штамповка. На вертикально-фрезерній операції виконується:

1. Фрезерування площини
2. Фрезерування цапфи
3. Центрування чотирьох отворів
4. Свердління чотирьох отворів ∅8,5
5. Нарізання різьб М10-7Н в чотирьох отворах

Схема базування деталі при обробці представлена на рисунку 4.1. В результаті деталь позбувається усіх шести ступенів вільності.

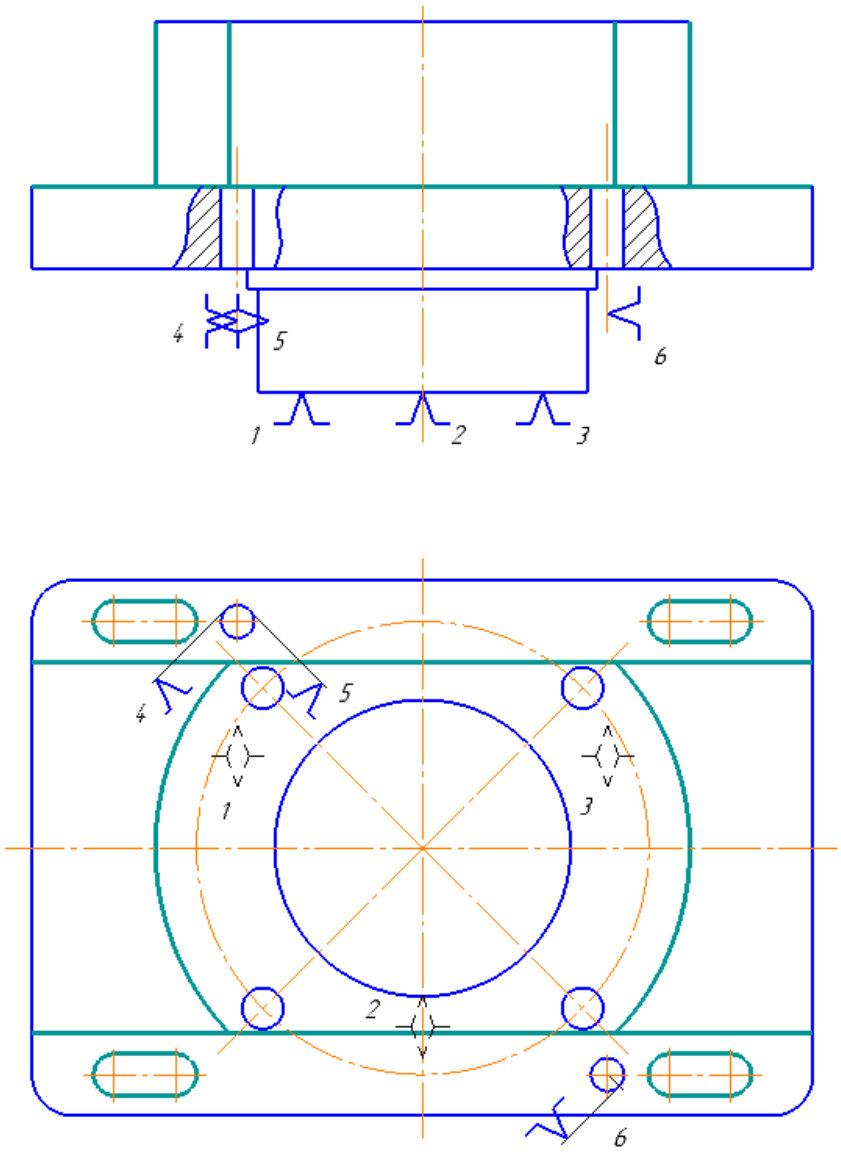


Рисунок 4.1. Схема базування деталі на операції 015

Деталь встановлюється двома отворами Ø8Н8 на циліндричний і зрізаний пальці, які запресовані в корпус пристосування, і нижньою площиною на 3 опори.

Затиск деталі здійснюється за допомогою шайби, яка одягається на тягу, яка з’єднана з поршнем гіроциілндру різьбовим з’єднанням.

Після обробки деталі, щоб її зняти, в безштокову порожнину гідроциліндра подаєтся мастило, тяга припіднімається і робочий знімає шайбу і деталь.

4.2. Силовий розрахунок верстатного пристосування (операція 015)

Розробляємо схему сил, які діють на заготовку при обробці. На операції 015 виконуються фрезерування двох площин, фрезерування двох лисок, свердління отворів та нарізання в них різьби.

Так як сили різання, які виникають при фрезеруванні значно перевищують сили різання, що виникають при свердлінні, виконаємо розрахунок сили затиску, необхідної для закріплення заготовки при фрезеруванні уступів.

Сили, які виникають при обробці, намагаються змістити заготовку. Зміщення заготовки запобігається за допомогою сил тертя, що виникають в місцях контакту заготовки з опорами та затискними елементами.

Пристосування, які використовуються для закріплення заготовок, оброблюваних на верстатах із ЧПК, повинні відрізнятися високою точністю, твердістю і вібростійкістю. Конструкція пристосування повинна дозволяти швидко зорієнтувати його стосовно системи координат верстата, а також швидко переналадити його для обробки іншої заготовки. Пристосування повинне забезпечувати мінімальний час установки і зняття заготовки. Деталі пристосування не повинні перешкоджати підходу ріжучого інструмента до поверхонь заготовки.

Відповідно до схеми базування деталь ставимо обробленим торцем на три опори. Таким чином деталь лишається лише 6-ти ступенів вільності. Запобігти повороту можна за допомогою оброблених отворів, через які фіксуємо деталь циліндричним та зрізаним пальцями. Притискаємо зверху деталь спеціальною шайбою, на яку тисне тяга розподіленим навантаженням.

Розрахунок сил закріплення і розмірів приводу

Розрахункова схема пристрою зображена на рис. 5.2.

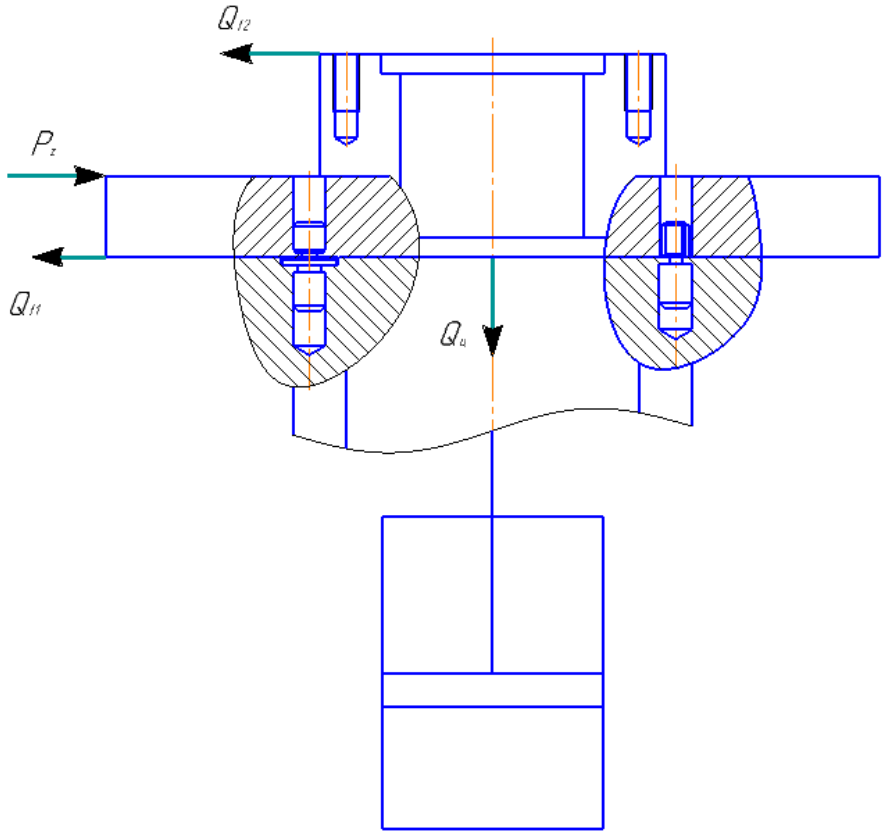


Рисунок 4.2. Розрахункова схема пристосування для фрезерування

Сили, що виникають при механічній обробці намагаються змістити заготовку. Зміщення заготовки запобігається силами тертя, які виникають в місці контакту заготовки з опорами та затискними елементами

Запишемо рівняння рівноваги для даного випадку:

$$KP_z - Qf_1 - Qf_2 = 0$$

$$Q = \frac{KP_z}{f_1 + f_2}$$

$f_1 = f_2 = 0{,}15$ – коефіцієнт тертя;

$P_z = 615$Н.

Розраховуємо коефіцієнт запасу:

$$K = K_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6,$$

де K_0 - гарантійний коефіцієнт запасу, $K_0 = 1{,}5$.

K_1- коефіцієнт, що враховує збільшення сили різання від нерівностей на оброблюваних поверхнях заготовок, для чорнової обробки K_1=1,5.

K_2 - коефіцієнт затуплення ріжучого інструменту, для фрезерування по алюмінієвому сплаву. K_2=1,6

K_3 - коефіцієнт, що враховує перервну обробку, в нашому випадку K_3=1.

K_4 - коефіцієнт, що характеризує постійність сили різання, K_4=1,3.

K_5 - коефіцієнт, що враховує ергономіку, K_5=1.

K_6 - коефіцієнт, що враховує момент, для встановлювання на штирі, K_6=1

$$K = 1{,}5 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}6 \cdot 1 \cdot 1{,}3 \cdot 1 \cdot 1 = 3{,}75$$

Підставивши значення, розрахуємо необхідне зусилля для забезпечення рівноваги:

$$Q = \frac{3{,}75 \cdot 615}{0{,}15 + 0{,}15} = 7687{,}5 \text{ Н.}$$

Тягове зусилля гідроциліндра при затиску заготовки

$$Q_ц = \frac{3.14 \cdot P \cdot \eta \cdot \left(D^2 - d^2\right)}{4},$$

де P=10 МПа – тиск масла в гідромережі;

η=0,9 – ККД гідроциліндра;

D, d – діаметр поршня і штока гідроциліндра.

D=2d.

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{3.14 \cdot P \cdot \eta} \cdot \frac{4}{3}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7687{,}5}{3.14 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0{,}9} \cdot \frac{4}{3}} = 45 \text{ мм.}$$

Приймаємо гідроциліндр двосторонньої дії з D=63мм, d=32мм, з теоретичною силою затиску – тягнучою – 22,6кН, силою розтиску – штовхаючою – 30,5кН за ГОСТ 19899-66 [27, с.46]

4.3. Моделювання процесу закріплення заготовки в пристосуванні для фрезерування

В даному розділі описані основні сили які діють на заготовку та сформований звіт статичного аналізу конструкції.

Пристосування для фрезерування зображене на рисунку 4.3.

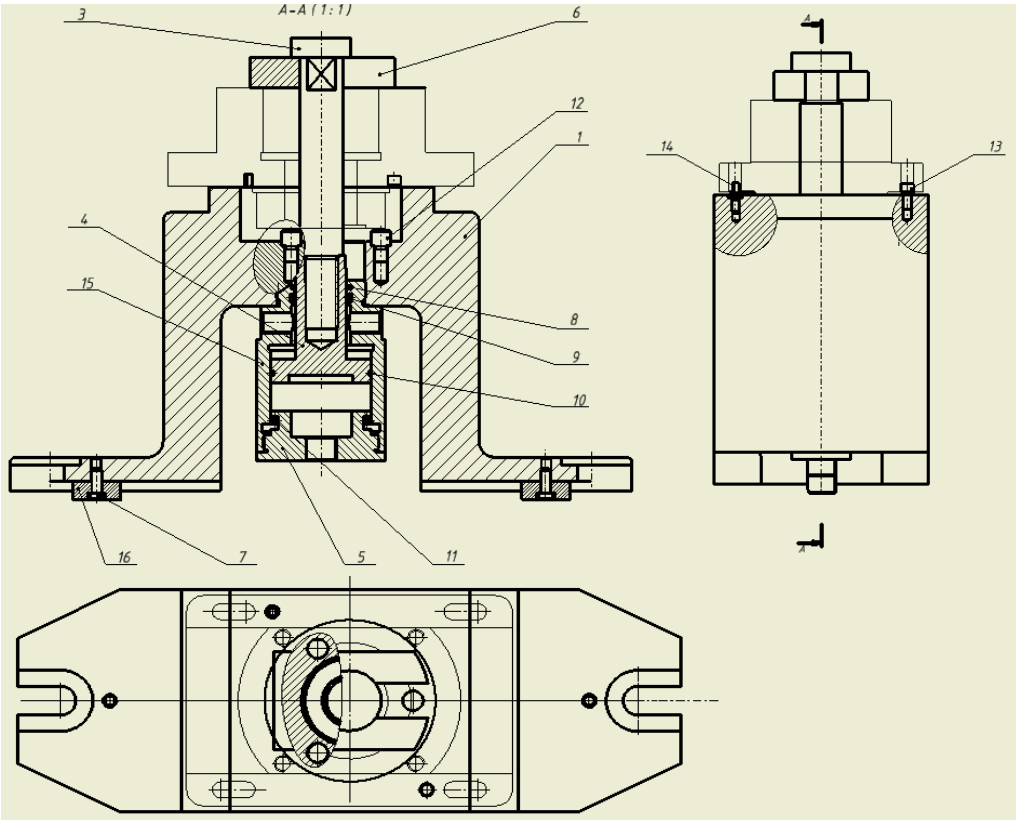


Рисунок 4.3. Пристосування для фрезерування

Корпус 1 виконаний із сірого чавуну, кріпиться на робочому столі за допомогою призматичних шпонок 16, які через гвинти 11 з'єднані з ним. До корпуса пригвинчується гідроциліндр 5, за допомогою якого, та поршня 4 при подачі робочої рідини надається сила затиску через тягу 3 на спеціальну шайбу 7. Хід поршня - 22 мм. Деталь 2 притискається до корпуса на три установочні опори 10. Для запобігання провороту деталі, на корпусі встановлені циліндричний палець 8, та зрізаний палець 9 в попередньо оброблені начисто отвори.

3d модель пристосування зображена на рисунку 4.4

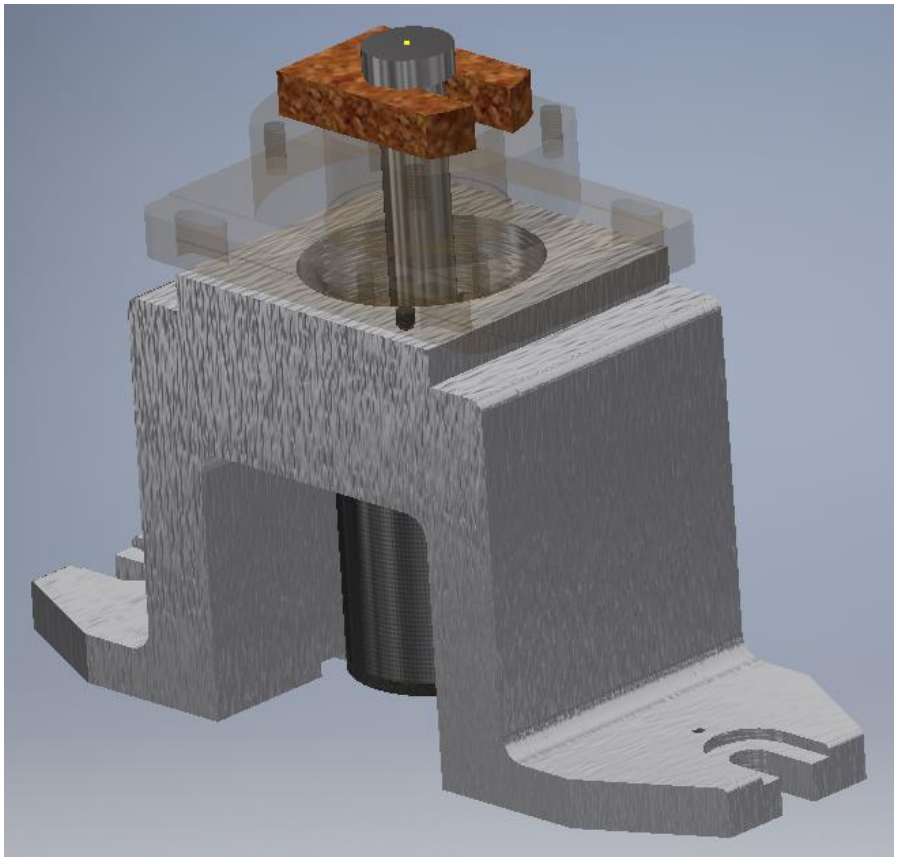


Рисунок 4.4. 3d модель пристосування для фрезерування

Для виконанння моделювання статичного аналізу використовуємо попередньо розраховані величини навантаження. Таким чином на деталь діють сили, вказані в таблиці 6.1.

Таблиця 4.1. Вихідні дані для моделювання

Навантаження	Величина навантаження	Примітки
Тягове навантаження	7687 Н	
Сила різання P_z	615 Н	
Сила тертя Q_{f1}	1153 Н	
Сила тертя Q_{f2}	1153 Н	
Сила різання сумарна □$_{сум}$	741 Н	
Крутний момент $M_{кр}$	98,4 $Н \cdot м$	

Для початку проведення статичного аналізу необхідно вказати матеріали складових частин моделі. В нашому випадку маємо такі дані:

Назначить материалы

Компонент	Исходный материал	Переопределить материал	Коэфф. запаса прочности
Сборка контрольная			
Корпус корегобаний:1	Чугун, литейный	Чугун, серый	Окончательный предел прочности растяжен
Цилиндр:1	Сталь	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Опора установочная:1	Сталь, высокопрочная, низколегированная	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Опора установочная:2	Сталь, высокопрочная, низколегированная	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Опора установочная:3	Сталь, высокопрочная, низколегированная	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Поршень:1	Сталь нержавеющая, 440С	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Тяга:1	Сталь нержавеющая, 440С	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Деталь деталь:1	Алюминий 6061	(как определено)	Предел текучести
Палец срезанный:1	Сталь	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Палец цилиндрический:1	Сталь	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Шайба специальная:1	Сталь, высокопрочная, низколегированная	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Втулка:1	Сталь	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Шпонка:1	Чугун, литейный	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Шпонка:2	Чугун, литейный	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Винт ГОСТ 1491-80 М 5 х 18:1	Сталь, мягкая	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Винт ГОСТ 1491-80 М 5 х 18:2	Сталь, мягкая	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Кольцо 2 ГОСТ 9833-73 060-065-30:1	Резина	Полиэтилен, высокая плотность	Предел текучести
O-Ring JB/T 982-1977 30:1	Сталь, мягкая	(как определено)	Окончательный предел прочности растяжен
Кольцо 2 ГОСТ 9833-73 033-038-30:1	Резина	Полиэтилен, высокая плотность	Предел текучести
Кольцо 2 ГОСТ 9833-73 055-065-58:1	Резина	Полиэтилен, высокая плотность	Предел текучести

Материалы... OK Отмена

Рисунок 4.5. Вибір матеріалів складових частин пристосування

Наступним етапом є розміщення та встановлення величин навантаження, які діють на пристосування. Використовуємо визначені вище значення. Ідеальними опорами в даному випадку є основа корпуса. Похибками розміщення пристосування на столі нехтуємо.

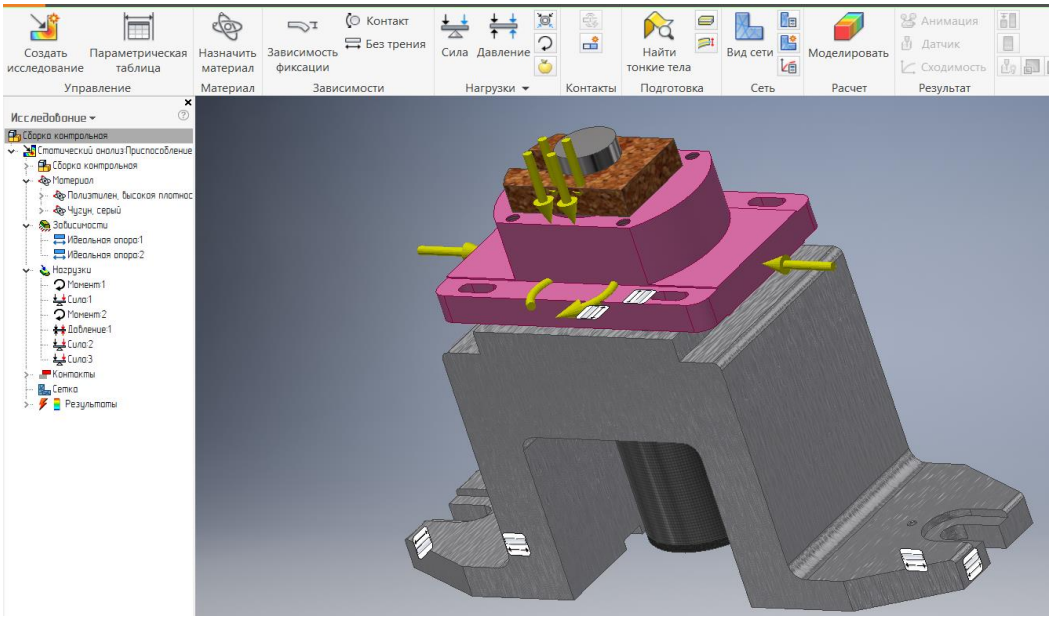


Рисунок 4.6. Розміщення складових величин навантаження

Після проведення необхідних операцій можна розпочинати моделювання. Система “Autodesk Inventor” проводить дослідження в автоматичному режимі. З результатами дослідження можна ознайомитися в Додатку А.

Провівши статичний аналіз, порівнявши показники з допустими значеннями було зроблено висновок про придатність даної системи для виконання обробки. Коефіцієнт запасу міцності становить $K_{min} \geq 1{,}5$, що забезпечує високий показник жорсткості конструкції та її довговічність.

4.4. Розробка керуючої програми обробки деталі “Кришка” в системі Heidenhain iTNC640

Для розробки керуючої програми використаємо дані, представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Дані для виконання розробки

№	Найменування параметру	Значення	Примітки
1	Матеріал заготовки	Сплав алюмінію АД1Г ГОСТ 4784-97/ГОСТ 22231-2001	
2	Тип заготовки	Штамповка	
3	Матеріал інструментів	Р6М5	
4	Виробництво	Дрібносерійне	

Креслення деталі зображене на рисунку 4.7.

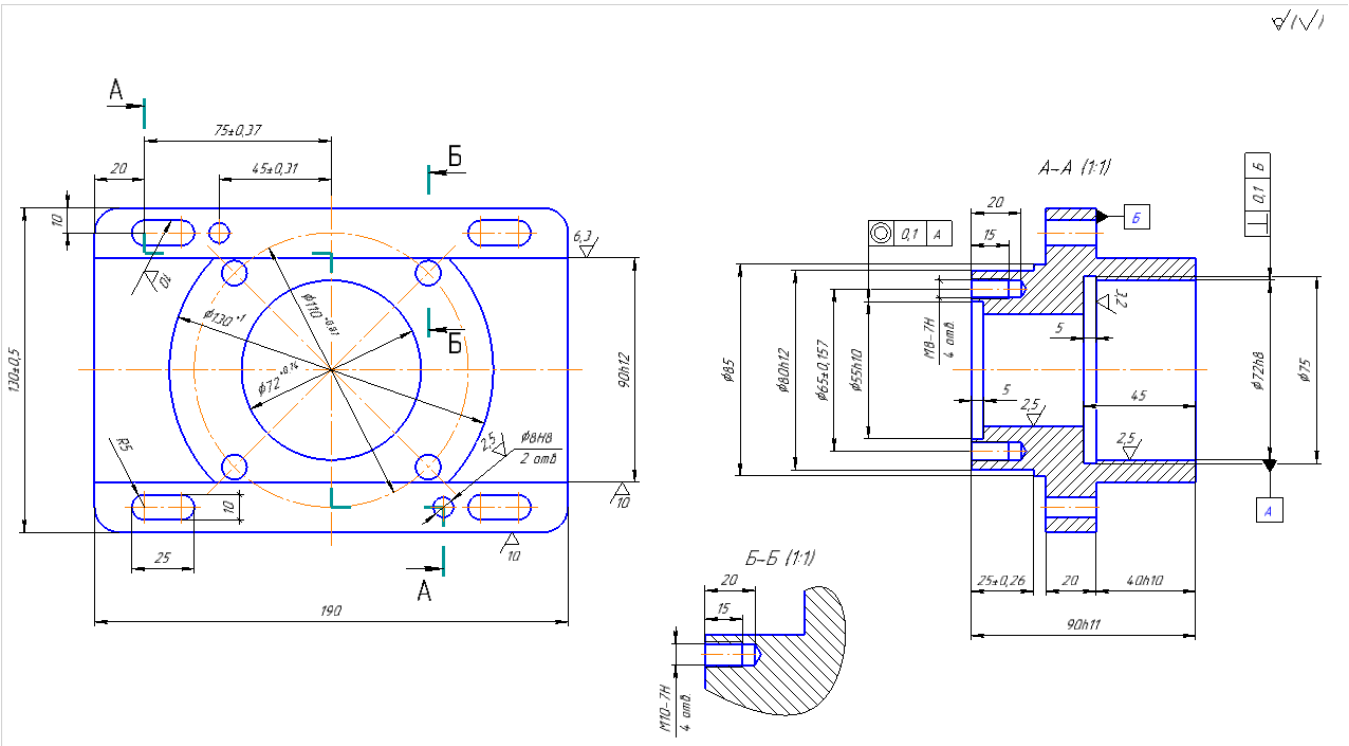


Рисунок 4.7 Креслення деталі «Кришка»

Перелік переходів на операції та інструменту представлено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3. Перелік переходів з інструментами та режимами різання

№	Опис переходу	Інструмент	Режими різання		
			Частота S, об./хв	Подача F, мм/хв.	Швидкість V, м/хв.
01	Фрезерування площини	Фреза торцева Ø62	4500	250	187,6
02	Фрезерування цапфи	Фреза кінцева Ø32	4000	300	161,9
04	Центрування 4-х отворів	Свердло Ø2	4500	200	128,3
05	Свердління 4-х отворів	Свердло Ø8,5	4500	200	128,3
06	Нарізання різьб в 4-х отворах	Мітчик М10-7Н	3000	100	86,2

№	Опис переходу	Інструмент	Режими різання		
			Частота S, об./хв	Подача F, мм/хв.	Швидкість V, м/хв.
07	Фрезерування 4-х пазів	Фреза Ø10	4200	300	138,7

За попередніми даними було розроблено керуючу програму обробки деталі «Кришка».

Керуюча програма обробки деталі «Кришка»

```
0  BEGIN PGM TEST MM
1  BLK FORM 0.1 Z X-95 Y-65 Z-90
2  BLK FORM 0.2  X+95  Y+65  Z+0
3  TOOL CALL 31 Z S4500 F250
4  L  X+100  Y+100  Z+100 R0 FMAX M3 M8
5  CYCL DEF 232 FACE MILLING ~
   Q389=+0    ;STRATEGY ~
   Q225=-95   ;1-JA KOORD.NACH.TOCH ~
   Q226=-65   ;2-JA KOORD.NACH.TOCH ~
   Q227=+0    ;KOORD.POWIERCH. ~
   Q386=-5    ;END POINT 3RD AXIS ~
   Q218=+190  ;DLINA 1-OJ STORONY ~
   Q219=+130  ;DLINA 2-OJ STORONY ~
   Q202=+0.5  ;MAX. PLUNGING DEPTH ~
   Q369=+0.2  ;ALLOWANCE FOR FLOOR ~
   Q370=+1    ;MAX. OVERLAP ~
   Q207=+500  ;FEED RATE FOR MILLNG ~
   Q385=+500  ;FINISHING FEED RATE ~
   Q253=+750  ;PODACHA PRED.POZIC. ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q357=+2    ;RASSTOJ.BEZOPASN. ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ.
6  CYCL CALL
7  L  X+100  Y+100  Z+100 R0 FMAX M9
8  TOOL CALL 4 Z S4000 F300
9  L  Z+100 R0 FMAX M13
10 CYCL DEF 257 CIRCULAR STUD ~
   Q223=+85   ;DIAM.GOTOWOJ DETALI ~
   Q222=+250  ;DIAMETR ZAGOTOWKI ~
   Q368=+0.5  ;ALLOWANCE FOR SIDE ~
   Q207=+500  ;FEED RATE FOR MILLNG ~
   Q351=+1    ;WID FREZEROWANIA ~
   Q201=-35   ;GLUBINA ~
```

```
   Q202=+3    ;GLUBINA WREZANJA ~
   Q206=+3000 ;PODACHA NA WREZANJE ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q203=-5    ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
   Q370=+1    ;TOOL PATH OVERLAP
11 CYCL CALL
12 L  Z+100 R0 FMAX M9
13 TOOL CALL 7 Z S4500 F200
14 L  Z+100 R0 FMAX M13
15 CYCL DEF 252 KRUGOWOJ KARMAN ~
   Q215=+0    ;OBRABOTKA ~
   Q223=+45   ;DIAMETR OKRUSHNOSTI ~
   Q368=+4    ;ALLOWANCE FOR SIDE ~
   Q207=+500  ;FEED RATE FOR MILLNG ~
   Q351=+1    ;WID FREZEROWANIA ~
   Q201=-95   ;GLUBINA ~
   Q202=+5    ;GLUBINA WREZANJA ~
   Q369=+0    ;ALLOWANCE FOR FLOOR ~
   Q206=+150  ;PODACHA NA GLUBINU ~
   Q338=+0    ;PLGNG. DEPTH FINISH. ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q203=-5    ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
   Q370=+1    ;TOOL PATH OVERLAP ~
   Q366=+1    ;PLUNGE ~
   Q385=+500  ;FINISHING FEED RATE
16 CYCL CALL
17 L  Z+100 R0 FMAX M9
18 TOOL CALL 5 Z S4500 F200
19 L  Z+100 R0 FMAX M13
20 CYCL DEF 256 RECTANGULAR STUD ~
   Q218=+190  ;DLINA 1-OJ STORONY ~
   Q424=+250  ;DIAMETR ZAGATOWKI ~
   Q219=+85   ;DLINA 2-OJ STORONY ~
   Q425=+150  ;DIAMETR ZAGATOWKI ~
   Q220=+0    ;RADIUS ZAKRUGL. UGLA ~
   Q368=+0    ;ALLOWANCE FOR SIDE ~
   Q224=+0    ;UGOL POWOROTA ~
   Q367=+0    ;POLOSHENJE KARMANA ~
   Q207=+500  ;FEED RATE FOR MILLNG ~
   Q351=+1    ;WID FREZEROWANIA ~
   Q201=-10   ;GLUBINA ~
   Q202=+5    ;GLUBINA WREZANJA ~
   Q206=+3000 ;PODACHA NA WREZANJE ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q203=-35   ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
```

```
   Q370=+1    ;TOOL PATH OVERLAP
21 CYCL CALL
22 L  Z+100 R0 FMAX M9
23 TOOL CALL 64 Z S3000 F100
24 L  Z+100 R0 FMAX M13
25 CYCL DEF 240 CENTERING ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q343=+0    ;SELECT DIA./DEPTH ~
   Q201=-3    ;GLUBINA ~
   Q344=+0    ;DIAMETER ~
   Q206=+150  ;PODACHA NA GLUBINU ~
   Q211=+0    ;WYDER.WREMENI WNIZU ~
   Q203=-5    ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ.
26 L  X-35  Y+55 M99
27 L  X+35  Y-55 M99
28 L  Z+100 R0 FMAX
29 CYCL DEF 221 RIADY IZ OTWIERSTIJ ~
   Q225=+35   ;1-JA KOORD.NACH.TOCH ~
   Q226=-55   ;2-JA KOORD.NACH.TOCH ~
   Q237=+70   ;SCHAG PO 1-OJ OSI ~
   Q238=+110  ;SCHAG PO 2-OJ OSI ~
   Q242=+1    ;KOLICH.RIADOW ~
   Q243=+1    ;KOLICH.STROK ~
   Q224=+0    ;UGOL POWOROTA ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q203=-45   ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
   Q301=+1    ;DWISH.NA BEZ.WYSOTU
30 L  Z+100 R0 FMAX M9
31 TOOL CALL 63 Z S4500 F200
32 L  Z+100 R0 FMAX M13
33 CYCL DEF 200 SWERLENIJE ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q201=-95   ;GLUBINA ~
   Q206=+150  ;PODACHA NA GLUBINU ~
   Q202=+5    ;GLUBINA WREZANJA ~
   Q210=+0    ;WYDER. WREMENI WWER. ~
   Q203=-30   ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
   Q211=+0    ;WYDER.WREMENI WNIZU
34 L  X-35  Y+55 M99
35 L  X+35  Y-55 M99
36 L  Z+100 R0 FMAX
37 TOOL CALL 3 Z S4500 F200
38 L  Z+100 R0 FMAX M13
39 CYCL DEF 240 CENTERING ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
```

```
   Q343=+0    ;SELECT DIA./DEPTH ~
   Q201=-9    ;GLUBINA ~
   Q344=+0    ;DIAMETER ~
   Q206=+150  ;PODACHA NA GLUBINU ~
   Q211=+0    ;WYDER.WREMENI WNIZU ~
   Q203=-5    ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ.
40 L  X+0  Y+0  Z+50 R0 FMAX M13
41 CYCL DEF 220 OBRAZEC KRUG ~
   Q216=+0    ;1-AJA KOORD.CENTRA ~
   Q217=+0    ;2-JA KOORD.CENTRA ~
   Q244=+62   ;DIAMETR OBRAZUJ. ~
   Q245=+45   ;UGOL NACHAL.TOCHKI ~
   Q246=+315  ;UGOL KONECHN. TOCHKI ~
   Q247=+90   ;SCHAG UGLA ~
   Q241=+4    ;CHISLO POWTORENIJ ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q203=-5    ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
   Q301=+1    ;DWISH.NA BEZ.WYSOTU ~
   Q365=+1    ;WID PEREMESCHENJA
42 L  X+200  Y+200  Z+200 R0 FMAX M9
43 TOOL CALL 2 Z S4500 F200 DL+0
44 L  X+0  Y+0  Z+50 R0 FMAX M13
45 CYCL DEF 200 SWERLENIJE ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q201=-50   ;GLUBINA ~
   Q206=+150  ;PODACHA NA GLUBINU ~
   Q202=+5    ;GLUBINA WREZANJA ~
   Q210=+0    ;WYDER. WREMENI WWER. ~
   Q203=-5    ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
   Q211=+0    ;WYDER.WREMENI WNIZU
46 CYCL DEF 220 OBRAZEC KRUG ~
   Q216=+0    ;1-AJA KOORD.CENTRA ~
   Q217=+0    ;2-JA KOORD.CENTRA ~
   Q244=+62   ;DIAMETR OBRAZUJ. ~
   Q245=+45   ;UGOL NACHAL.TOCHKI ~
   Q246=+315  ;UGOL KONECHN. TOCHKI ~
   Q247=+90   ;SCHAG UGLA ~
   Q241=+4    ;CHISLO POWTORENIJ ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q203=-5    ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
   Q301=+1    ;DWISH.NA BEZ.WYSOTU ~
   Q365=+1    ;WID PEREMESCHENJA
47 L  X+200  Y+200  Z+200 R0 FMAX M9
48 TOOL CALL 5 Z S4200 F300
```

```
49 L  X-75  Y-55  Z+100 R0 FMAX M13 M8
50 L  Z-44
51 CYCL DEF 253 FREZEROWANIE PAZOW ~
   Q215=+0    ;OBRABOTKA ~
   Q218=+25   ;DLINA PAZA ~
   Q219=+10   ;SCHIRINA KANAWKI ~
   Q368=+0    ;ALLOWANCE FOR SIDE ~
   Q374=+0    ;UGOL POWOROTA ~
   Q367=+1    ;POLOSHENJE PAZA ~
   Q207=+500  ;FEED RATE FOR MILLNG ~
   Q351=+1    ;WID FREZEROWANIA ~
   Q201=-65   ;GLUBINA ~
   Q202=+5    ;GLUBINA WREZANJA ~
   Q369=+0    ;ALLOWANCE FOR FLOOR ~
   Q206=+150  ;PODACHA NA GLUBINU ~
   Q338=+0    ;PLGNG. DEPTH FINISH. ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q203=-45   ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
   Q366=+1    ;PLUNGE ~
   Q385=+500  ;FINISHING FEED RATE
52 CYCL CALL
53 L  Z+100
54 L  X+75
55 CYCL DEF 253 FREZEROWANIE PAZOW ~
   Q215=+0    ;OBRABOTKA ~
   Q218=+25   ;DLINA PAZA ~
   Q219=+10   ;SCHIRINA KANAWKI ~
   Q368=+0    ;ALLOWANCE FOR SIDE ~
   Q374=+0    ;UGOL POWOROTA ~
   Q367=+4    ;POLOSHENJE PAZA ~
   Q207=+500  ;FEED RATE FOR MILLNG ~
   Q351=+1    ;WID FREZEROWANIA ~
   Q201=-65   ;GLUBINA ~
   Q202=+5    ;GLUBINA WREZANJA ~
   Q369=+0    ;ALLOWANCE FOR FLOOR ~
   Q206=+150  ;PODACHA NA GLUBINU ~
   Q338=+0    ;PLGNG. DEPTH FINISH. ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q203=-45   ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
   Q366=+1    ;PLUNGE ~
   Q385=+500  ;FINISHING FEED RATE
56 CYCL CALL
57 L  Z+100
58 L  Y+55
59 CYCL DEF 253 FREZEROWANIE PAZOW ~
   Q215=+0    ;OBRABOTKA ~
```

```
   Q218=+25   ;DLINA PAZA ~
   Q219=+10   ;SCHIRINA KANAWKI ~
   Q368=+0    ;ALLOWANCE FOR SIDE ~
   Q374=+0    ;UGOL POWOROTA ~
   Q367=+4    ;POLOSHENJE PAZA ~
   Q207=+500  ;FEED RATE FOR MILLNG ~
   Q351=+1    ;WID FREZEROWANIA ~
   Q201=-65   ;GLUBINA ~
   Q202=+5    ;GLUBINA WREZANJA ~
   Q369=+0    ;ALLOWANCE FOR FLOOR ~
   Q206=+150  ;PODACHA NA GLUBINU ~
   Q338=+0    ;PLGNG. DEPTH FINISH. ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q203=-45   ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
   Q366=+1    ;PLUNGE ~
   Q385=+500  ;FINISHING FEED RATE
60 CYCL CALL
61 L  Z+100
62 L  X-75
63 CYCL DEF 253 FREZEROWANIE PAZOW ~
   Q215=+0    ;OBRABOTKA ~
   Q218=+25   ;DLINA PAZA ~
   Q219=+10   ;SCHIRINA KANAWKI ~
   Q368=+0    ;ALLOWANCE FOR SIDE ~
   Q374=+0    ;UGOL POWOROTA ~
   Q367=+1    ;POLOSHENJE PAZA ~
   Q207=+500  ;FEED RATE FOR MILLNG ~
   Q351=+1    ;WID FREZEROWANIA ~
   Q201=-65   ;GLUBINA ~
   Q202=+5    ;GLUBINA WREZANJA ~
   Q369=+0    ;ALLOWANCE FOR FLOOR ~
   Q206=+150  ;PODACHA NA GLUBINU ~
   Q338=+0    ;PLGNG. DEPTH FINISH. ~
   Q200=+2    ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
   Q203=-45   ;SURFACE COORDINATE ~
   Q204=+50   ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
   Q366=+1    ;PLUNGE ~
   Q385=+500  ;FINISHING FEED RATE
64 CYCL CALL
65 L  Z+100 R0 FMAX M9 M5
66 L M30
67 END PGM TEST MM
```

Інтерфейс програмування зображений на рисунку 4.19.

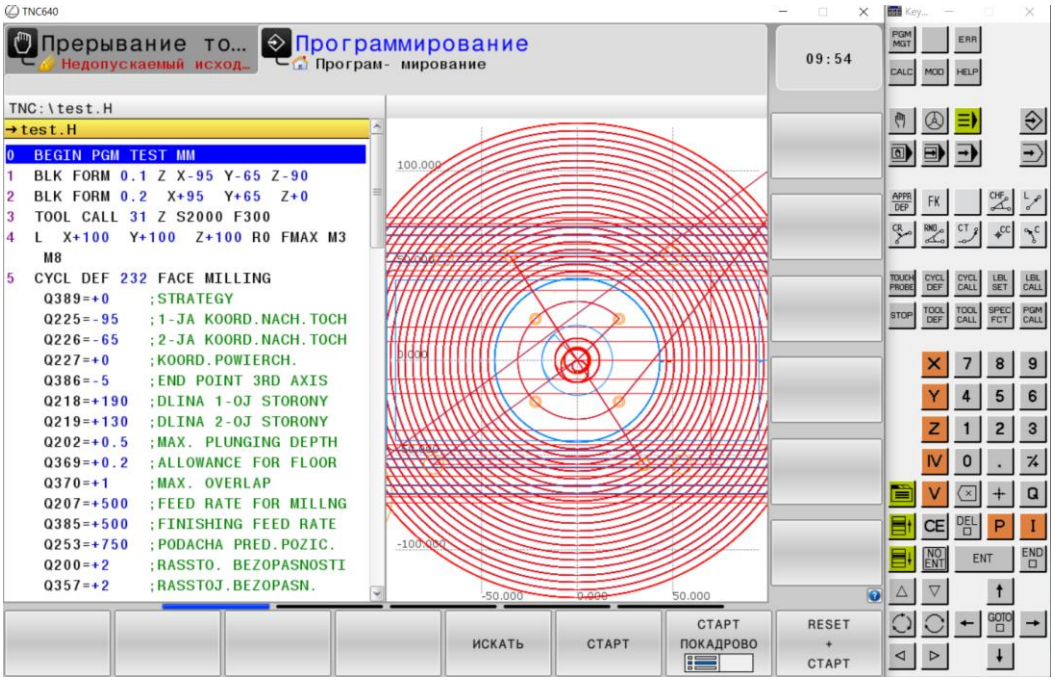


Рисунок 4.8. Інтерфейс програмування

Результати програмування показані на рисунку 4.9.

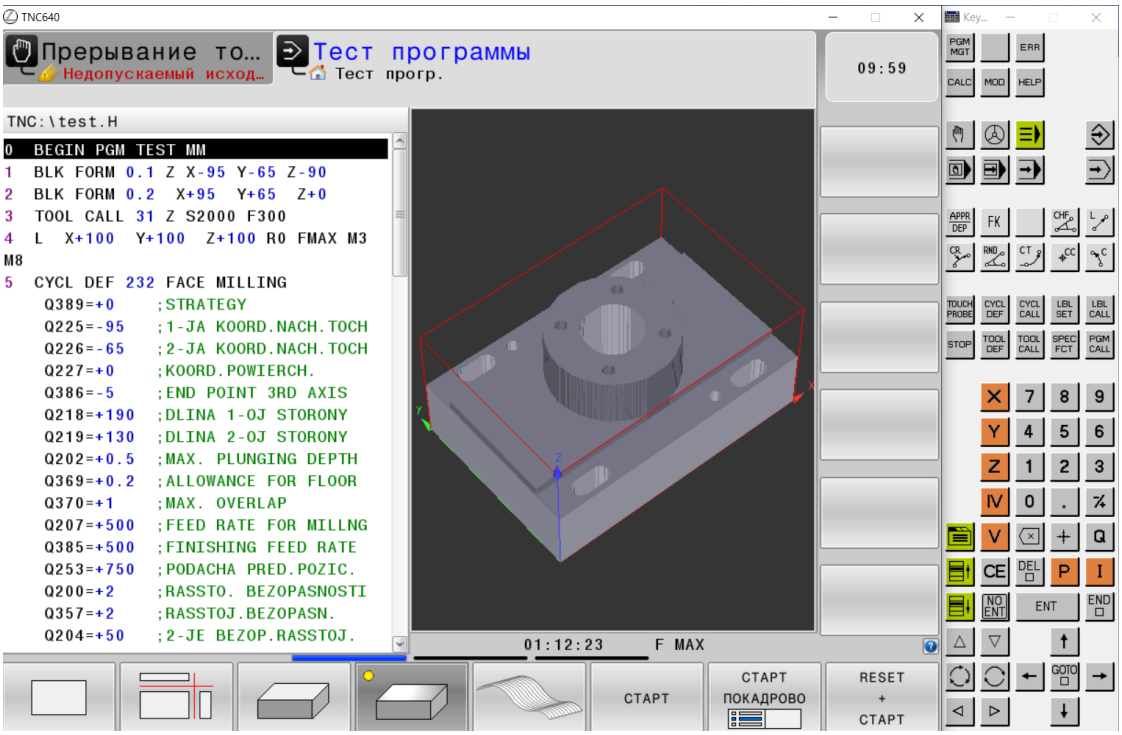


Рисунок 4.9. Результати програмування

Таким чином, було розроблено керуючу програму на операцію 015, свердлильно-фрезерна. Тривалість обробки займає t=73 хв. Обробка здійснюється за допомогою семи інструментів за один установ.

Висновки

Загалом, в магітерській дисертації було проведено роботу по дослідженню сучасного стану верстатобудування в світі, новітніх методик по підвищенню показників працездатності металооброблюючих машин, використання підходу регламентованих показників надійності шляхом порівняння характеристик верстатів – аналогів, надійність за рахунок підвищення стійкості до зовнішніх факторів; розробка оптимальної конструкції приводу, що підвищує міжремонтний період верстату.

В результаті дослідження, проведеного в магістерській дисертації показників працездатності мною було виконано:

- Огляд верстатів-аналогів з подальшим аналізом конструкцій;
- Кінематичний розрахунок привода головного руху для пошуку оптимальної конфігурації коробки швидкостей, що призвело до зміни її компоновки. Також були проведені певні вдосконалення для легкості виконання ремонтних робіт.
- Зміна компоновки коробки швидкостей призвела до зміни компоновки шпиндельних вузлів. Таким чином, було підібрано підшипники із більшим значенням вантажопідйомності для підвищення жорсткості опор, а також збільшення міжремонтного терміну

В даній роботі представлені методи підвищення працездатності фрезерного верстату SMO-32 із врахуванням вищевказаних факторів, та перевірено конструкцію пристосування за рахунок використання системи Autodesk Inventor, в якій проведено статичний аналіз процесу закріплення заготовки зі сплаву алюмінію АД31 та моделювання процесу обробки. Крім того, було розроблено керуючу програму обробки деталі «Кришка» в системі Heidenhain.

Список літератури

1. ТОВ «Світ верстатів»-продаж і сервіс верстатів з ЧПУ – https://mirstankov.com/uk/shop/oborudovanie-uk/frezerno-graviruvalni-verstati-z-chpu/bagatoshpindelni-verstati-z-chpu/
2. Проников А.С. Надежность машин. –М.:Машиностроение, 1978.—592 с.
3. Шестернинов А.В. Конструирование шпиндельных узлов металлорежущих станков: Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. – 96 с.
4. Tiu.ru – https://tiu.ru/p311440954-stanok-shirokouniversalnyj-frezernyj.html?_openstat=tiu_prosale%
5. ООО «Рубикон»– http://stanki-katalog.ru/sprav_vm130.htm
6. Tiu.ru– https://tiu.ru/p428527855-universalnyj-frezernyj-stanok.html
7. Tiu.ru– https://tiu.ru/p355954624-shirokouniversalnyj-frezernyj-stanok.html
8. Інструменти.укр– https://instrument.nikas.com.ua/golovka-uglovaya-frezernaya-ahm-bt40-a05-180g.html
9. AS-TEC - http://as-tec.com.ua/as-tek-uglovye-privodnye-bloki.html
10. ООО «КП Измерительные системы» - https://kpis.uaprom.net/p233816263-multiplikator-shpindelya-m40.html
11. «Аспектмаш» - https://aspectmash.com.ua/upload/iblock/6f5/uskoriteli_shpindelya_multiplikatory_nikken.pdf
12. Каталог продукції фірми «Henninger Prazision». 2014 https://pdf.directindustry.com/pdf/henninger-praezision/angle-head-type-882/33365-233532.html
13. Каталог продукції фірми «NIKKEN». 2014. http://www.japantool.ru/nikken/
14. Каталог продукції фірми «GERRARDI». 2016. http://www.gerardispa.com/ru/products/tooling/spindle-speeders/
15. Станок фрезерный широкоуниверсальный с контурной системой ЧПК. Руководство по эксплуатации. SMO-32.00.000 РЭ
16. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.1/под ред. А.М.

Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Суслова. -5-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение-1, 2001. -912 с.: ил.
17. Каталог електричних двигунів фірми SIEMENS SIMOTICS. 2009. – https://www.siemens-fanuc-mitsubishi.com/product/SIEMENS-Servo-Motor-1PH8-for-SINAMICS-S110.html
18. Интернет-магазин техники автоматизации SIEMENS – http://simatic-market.ru/Siemens-CA01/1PH8107-1.M1.-...1/
19. Інженерне бюро «AVIGAN» - https://www.avigan.com.ua/page/1ph8-dlya-sinamics-s110-v-proizvodstvennyh-mashinah/mp/13893/
20. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1977. – 392 с.
21. Кудинов В.А. Динамика станков. -- М.: Машиностроение, 1967.— 359 с.
22. Орликов М.Л. Динамика станков. – К.: Выща школа, 1989. – 272 с. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков: в 2 т. – М.: Машиностроение, 1972. – Т.1. – 664с.
23. Каталог підшипників фірми «FAG SCHAEFFLER». 2019. Інтернет посилання – https://medias.schaeffler.com/medias/ru!hp.ec/1_R*0*E4000000000000000000000000001*5#5
24. Орликов М.Л., Шишкин В.Н. МРС, Курсовое и дипломное проектирование. К, Высшая школа, 1987 г. — 152 с.
25. Ачеркан Н.С. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1965. – Т.1. и Т.2.
26. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 200с.
27. Коловский М.З. Динамика машин. – Л.: машиностроение, 1989. – 263 с.
28. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков: в 2 т. – М.: Машиностроение, 1972.-- Т.2. – 520с.
29. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков: в 2 т. – М.: Машиностроение, 1972. – Т.1. – 664с.
30. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
31. Орликов М.Л., Шишкин В.Н. МРС, Курсовое и дипломное

проектирование. К, Высшая школа, 1987 г. — 152 с.
32. Федорец В.А. и др. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. К. Высшая школа, 1987 г. — 375 с.
33. Ривин Е.И. Динамика привода станков. -- М.: Машиностроение, 1966.—204с.
34. Санкин Ю.Н. Санкин Н.Ю. Устойчивость станков при неопределенной характеристике процесса резания. – Стин. №10, 1998. – 7-11с.
35. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.1/под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Суслова. -5-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение-1, 2001. -912 с.: ил.
36. Патент WO 0008295. POENISCH ACHIM A milling center Опубліковано 2000-02-24.
37. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2/под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Суслова. -5-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение-1, 2001. -912 с.: ил.
38. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. Пособие для вузов. –Мн.: Выш. Шк., 1991. -382 с.: ил.
39. Кучер А.М., Киватицкий М.М., Покровский А.А. Металлорежущие станки (альбом общих видов, кинематических схем и узлов). Машиностроение, 1972 г. – 308 с.: ил.
40. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 1. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. –М.: Машиностроение, 2001. -920 с.: ил.
41. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 2. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. –М.: Машиностроение, 2001. -920 с.: ил.
42. Санюкевич К.Н. «Детали машин. Проектирование»: учеб.пособие Мн.: Лениздат, 1998.-384 с.
43. Проников А.С. «Металлорежущие станки и автоматы». М., Машиностроение, 1981г.
44. «Методичні вказівки до розробки розділу (охорона праці) в дипломних проектах» студентів спеціальності 7.09.02.03 «металорізальні верстати та системи» механікомашинобудівного інституту. Київ НТУУ «КПІ» 2003.

45. «Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки

метеллов резанием» справочник під ред. С.Г. Енеліса. Москва «Машиностроение» 1972.

46. ДСТУ EN ISO 3952-3:2018 Кінематичні схеми. Графічні умовні познаки. Частина 3 (EN ISO 3952-3:1994, IDT; ISO 3952-3:1979, IDT)
47. ДСТУ 2860-94 Надійність техніки. Терміни та визначення.

ДОДАТОК А

Звіт по статичному аналізу пристосування для фрезерування

Аналізований файл:	Сборка контрольная.iam
Версія Autodesk Inventor:	2017.2 (Build 212223000, 223)
Дата створення:	20.10.2019, 14:55
Автор дослідження:	Olexandr_Art
Сводка:	

Відомості про проект (властивості Inventor)

Сводка

Розроб.	Olexandr_Art

Проект

Part Number	Сборка контрольная
Designer	Olexandr_Art
Вартість	0,00 ₴
Дата створення	9.10.2019

Статус

Стадія проекту	Розробка

Фізичні параметри

Маса	62,8161
Площа	774,117 in^2
Об’єм	270,243 in^3
Центр мас	x=-0,00634607 in y=4,25019 in z=0,0000495576 in

Примітка: фізичні значення можуть відрізнятися від фізичних значень, які використовуються в АМКЄ, описаних нижче.

Статичний аналіз: Пристосування

Загальна ціль проектування і параметри:

Ціль проектування	Одноточковий
Тип дослідження	Статичний аналіз
Дата останньої зміни	21.11.2019, 14:57
Знайти і прибрати моди жорсткого тіла	Ні
Розділити поперечні напруження контактних поверхонь	Ні
Аналіз навантажень руху	Ні

Налаштування мережі:

Середній розмір елементу (дробове значення від діаметра моделі)	0,1
Мінімальный розмір елементу (дробове значення від середнього розміру)	0,2
Коефіцієнт різнорідності	1,5
Максимальний кут повороту	60 град.
Створити зігнуті елементи сітки	Ні
Використати для сітки збірки вимірів на основі деталей	Так

Матеріал(-и)

Ім’я	Чавун, сірий	
Загальні	Масова щільність	0,25831 кг/in^3
	Межа текучості	17259,5 псі
	Остаточна межа міцності розтягування	40030,4 псі
Напруження	Модуль Юнга	13053,4 ксі
	Коефіцієнт Пуассона	0,3 бр
	Модуль пружності при зсуві	5020,54 ксі
Імена деталей	Корпус корегований	

Ім’я	Сталь	
Загальні	Масова щільність	0,283599 кг/in^3
	Межа текучості	30022,8 псі
	Остаточна межа міцності розтягування	50038 псі
Напруження	Модуль Юнга	30457,9 ксі
	Коефіцієнт Пуассона	0,3 бр
	Модуль пружності при зсуві	11714,6 ксі
Імена деталей	Циліндр Палець зрізаний Палець циліндричний Втулка	

Ім’я	Сталь, високоміцна, низьколегована

Загальні	Масова щільність	0,283599 кг/in^3
	Межа текучості	40001,4 псі
	Остаточна межа міцності розтягування	64976,9 псі
Напруження	Модуль Юнга	29007,5 ксі
	Коефіцієнт Пуассона	0,287 бр
	Модуль пружності при зсуві	11269,4 ксі
Імена деталей	Опора установочна Опора установочна Опора установочна Шайба спеціальна	

Ім’я	Сталь нержавіюча, 440C	
Загальні	Масова щільність	0,279986 фунт/in^3
	Межа текучості	99931 псі
	Остаточна межа міцності розтягування	124914 псі
Напруження	Модуль Юнга	29979,3 ксі
	Коефіцієнт Пуассона	0,27 бр
	Модуль пружності при зсуві	11802,9 ксі
Імена деталей	Поршень Тяга	

Ім’я	Алюміній 6061	
Загальні	Масова щільність	0,0975437 фунт/in^3
	Межа текучості	39885,4 псі
	Остаточна межа міцності розтягування	44961,7 псі
Напруження	Модуль Юнга	9993,1 ксі
	Коефіцієнт Пуассона	0,33 бр
	Модуль пружності при зсуві	3756,8 ксі
Імена деталей	Деталь деталь	

Ім’я	Чавун, литий	
Загальні	Масова щільність	0,25831 фунт/in^3
	Межа текучості	109939 псі

	Остаточна межа міцності розтягування	128213 псі
Напруження	Модуль Юнга	17477 ксі
	Коефіцієнт Пуассона	0,3 бр
	Модуль пружності при зсуві	6721,94 ксі
Імена деталей	Шпонка Шпонка	

Ім’я	Сталь, мягкая	
Загальні	Масова щільність	0,283599 кг/in^3
	Межа текучості	30022,8 псі
	Остаточна межа міцності розтягування	50038 псі
Напруження	Модуль Юнга	31908,3 ксі
	Коефіцієнт Пуассона	0,275 бр
	Модуль пружності при зсуві	12513,1 ксі
Імена деталей	Гвинт ГОСТ 1491-80 М 5 х 18 Гвинт ГОСТ 1491-80 М 5 х 18 O-Ring JB/T 982-1977 30	

Ім’я	Поелітелен, висока щільність	
Загальні	Масова щільність	0,0343932 кг/in^3
	Межа текучості	2997,93 псі
	Остаточна межа міцності розтягування	1998,62 псі
Напруження	Модуль Юнга	132,129 ксі
	Коефіцієнт Пуассона	0,392 бр
	Модуль пружності при зсуві	47,4603 ксі
Імена деталей	Кольцо 2 ГОСТ 9833-73 060-065-30 Кольцо 2 ГОСТ 9833-73 033-038-30 Кольцо 2 ГОСТ 9833-73 055-065-58	

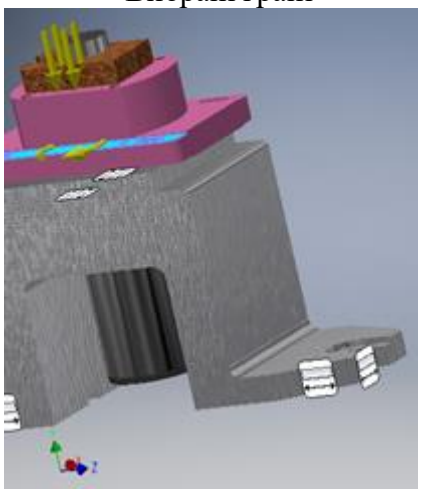
Робочі умови

Момент:1

Тип навантаження	Момент
Величина	650,000 кгс

Вектор X	0,000 кгс
Вектор Y	-650,000 кгс
Вектор Z	-0,000 кгс

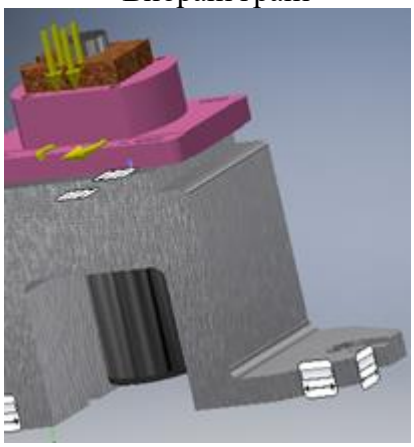
Вибрані грані



Сила:1

Тип навантаження	Сила
Величина	305,000 кгс
Вектор X	304,975 кгс
Вектор Y	0,000 кгс
Вектор Z	3,935 кгс

Вибрані грані

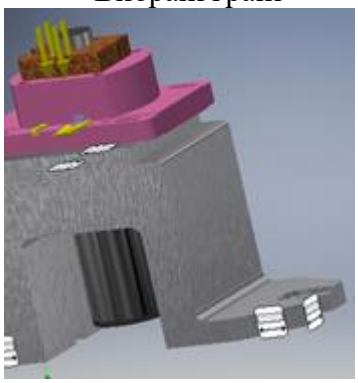


Момент:2

Тип навантаження	Момент
Величина	400,000 кгс

Вектор X	0,000 кгс
Вектор Y	400,000 кгс
Вектор Z	-0,000 кгс

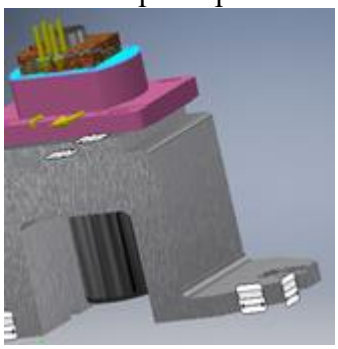
Вибрані грані



Тиск:1

Тип навантаження	Тиск
Величина	800,000 псі

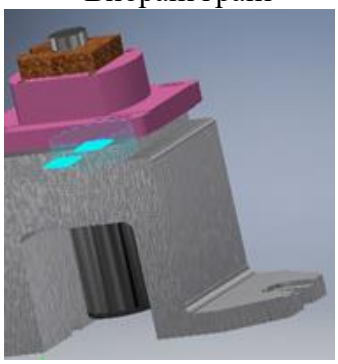
Вибрані грані



Ідеальна опора:1

Тип залежності	Ідеальна опора

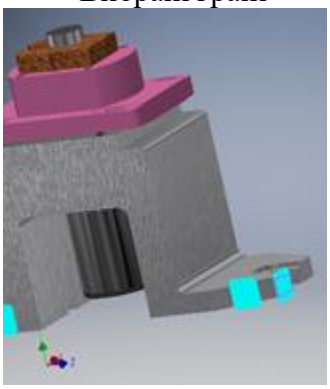
Вибрані грані



Ідеальна опора:2

Тип залежності	Ідеальна опора

Вибрані грані



Контакти (Зв’язано)

Ім’я	Імена деталей
Зв’язано:1	Корпус корегований:1 Гвинт ГОСТ 1491-80 М 5 х 18:1
Зв’язано:2	Корпус корегований:1 Палець циліндричний:1
Зв’язано:3	Корпус корегований:1 Палець зрізаний:1
Зв’язано:4	Корпус корегований:1 Палець циліндричний:1
Зв’язано:5	Корпус корегований:1 Палець зрізаний:1
Зв’язано:6	Корпус корегований:1 Опора установочна:3
Зв’язано:7	Корпус корегований:1 Опора установочна:2
Зв’язано:8	Корпус корегований:1 Опора установочна:2
Зв’язано:9	Корпус корегований:1 Опора установочна:1
Зв’язано:10	Корпус корегований:1 Опора установочна:1
Зв’язано:11	Корпус корегований:1 Опора установочна:3
Звязано:12	Корпус корегований:1 Опора установочна:1
Зв’язано:13	Корпус корегований:1 Опора установочна:2
Зв’язано:14	Корпус корегований:1 Гвинт ГОСТ 1491-80 М 5 х 18:2
Зв’язано:15	Корпус корегований:1

	Шпонка:2
Зв’язано:16	Деталь деталь:1 Палець циліндричний:1
Зв’язано:17	Корпус корегований:1 Циліндр:1
Зв’язано:18	Циліндр:1 Поршень:1
Зв’язано:19	Циліндр:1 Кольцо 2 ГОСТ 9833-73 033-038-30:1
Зв’язано:20	Циліндр:1 O-Ring JB/T 982-1977 30:1
Зв’язано:21	Циліндр:1 Поршень:1
Зв’язано:22	Циліндр:1 Втулка:1
Зв’язано:23	Циліндр:1 Поршень:1
Зв’язано:24	Тяга:1 Шайба спеціальна:1
Зв’язано:25	Тяга:1 Деталь:1
Зв’язано:26	Тяга:1 Деталь:1
Зв’язано:27	Тяга:1 Деталь:1
Зв’язано:28	Тяга:1 Шайба спеціальна:1
Зв’язано:29	Поршень:1 Кольцо 2 ГОСТ 9833-73 060-065-30:1
Зв’язано:30	Поршень:1 Тяга:1
Зв’язано:31	Корпус корегований:1 Шпонка:2
Зв’язано:32	Корпус корегований:1 Шпонка:1
Зв’язано:33	Корпус корегований:1 Шпонка:1
Зв’язано:34	Опора установочна:1 Деталь деталь:1
Зв’язано:35	Опора установочна:2 Деталь деталь:1
Зв’язано:36	Шпонка:1

	Гвинт ГОСТ 1491-80 М 5 х 18:1
Зв’язано:37	Шпонка:2 Гвинт ГОСТ 1491-80 М 5 х 18:2
Зв’язано:38	Поршень:1 O-Ring JB/T 982-1977 30:1
Зв’язано:39	Втулка:1 Кольцо 2 ГОСТ 9833-73 055-065-58:1

Результати

Сила і момент реакції в залежностях

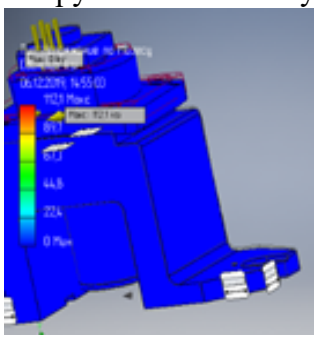
Ім’я залежності	Сила реакції		Реактивний момент	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Ідеальна опора:1	8058,51 кгс	-406,576 кгс	27,3792 кгс	-0,346791 кгс
		8048,1 кгс		15,5409 кгс
		-48,1304 кгс		-22,5385 кгс
Ідеальна опора:2	111,17 кгс	102,042 кгс	4,80796 кгс	0,338405 кгс
		0,0294103 кгс		-4,66872 кгс
		44,1146 кгс		1,09772 кгс

Результат

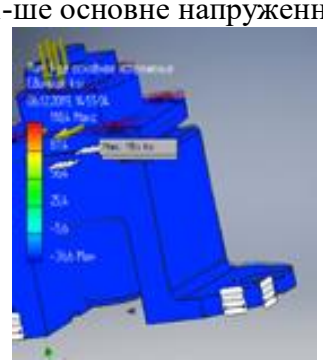
Ім’я	Мінімальна	Максимальна
Об’єм	270,243 in^3	
Маса	62,8165 кгс	
Напруження по Мізесу	0,000000336929 ксі	112,084 ксі
1-ое основне напруження	-36,6296 ксі	118,396 ксі
3-е основне напруження	-116,756 ксі	31,822 ксі
Зміщення	0 in	0,00183577 in
Коэф. запасу міцності	0,38663 бр	15 бр
Напруження XX	-61,7194 ксі	49,2263 ксі
Напруження XY	-60,0332 ксі	58,0563 ксі
Напруження XZ	-20,4687 ксі	28,7764 ксі
Напруження YY	-114,492 ксі	115,824 ксі
Напруження YZ	-58,5076 ксі	61,4228 ксі
Напруження ZZ	-41,6273 ксі	32,4217 ксі
Зміщення по осі X	-0,000227852 in	0,00178946 in
Зміщення по осі Y	-0,000711945 in	0,000482207 in
Зміщення по осі Z	-0,000294236 in	0,000300942 in
Еквівалентна деформація	0,000000000010266 бр	0,00320522 бр
1-а основна деформація	-0,00000478215 бр	0,00343843 бр

3-я основна деформація	-0,00349249 бр	0,00000308887 бр
Деформація XX	-0,00164256 бр	0,00165692 бр
Деформація XY	-0,00256233 бр	0,00247795 бр
Деформація XZ	-0,00164172 бр	0,00131218 бр
Деформація YY	-0,00339588 бр	0,00332862 бр
Деформація YZ	-0,00249721 бр	0,00262164 бр
Деформація ZZ	-0,00164493 бр	0,00157858 бр
Контактний тиск	0 ксі	59,7381 ксі
Контактний тиск по осі X	-47,7223 ксі	50,6721 ксі
Контактний тиск по осі Y	-13,827 ксі	13,2977 ксі
Контактний тиск по осі Z	-44,5098 ксі	57,8743 ксі

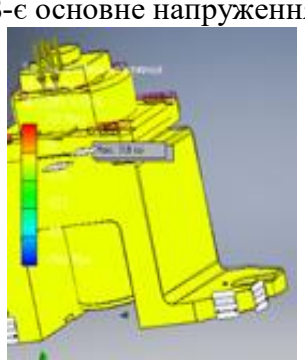
Напруження по Мізесу



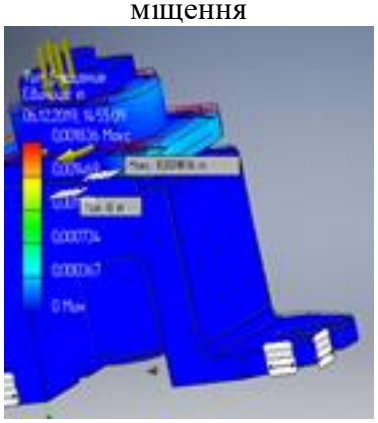
1-ше основне напруження



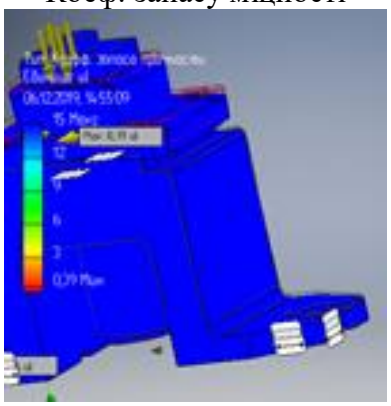
3-є основне напруження



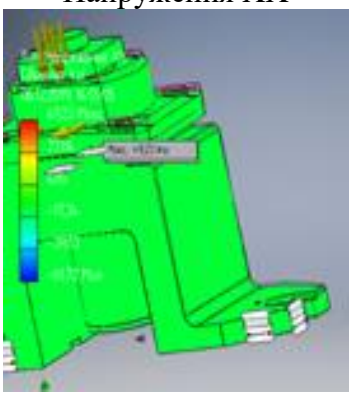
міщення



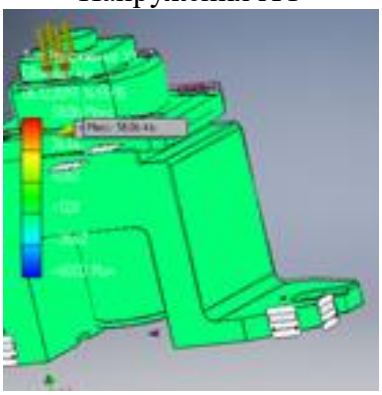
Коеф. запасу міцності



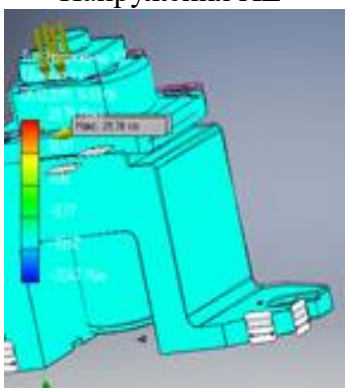
Напруження XX



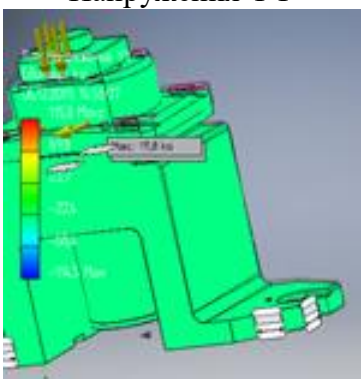
Напруження XY



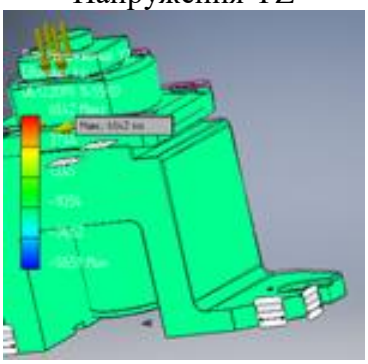
Напруження XZ



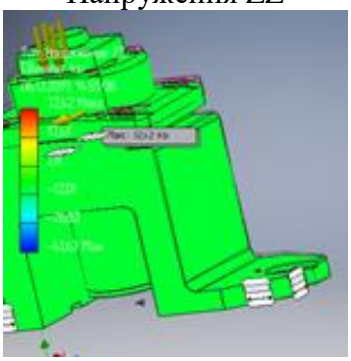
Напруження YY



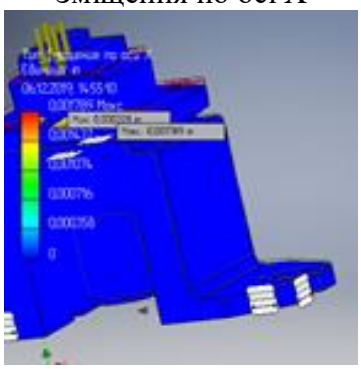
Напруження YZ



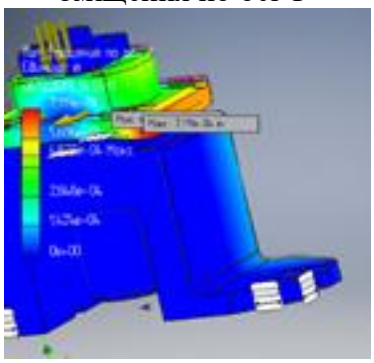
Напруження ZZ



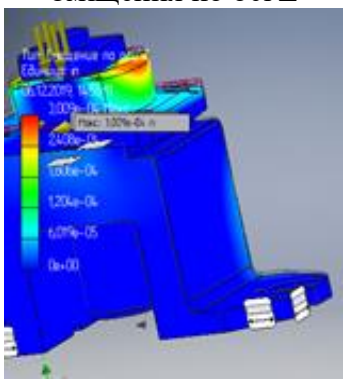
Зміщення по осі X



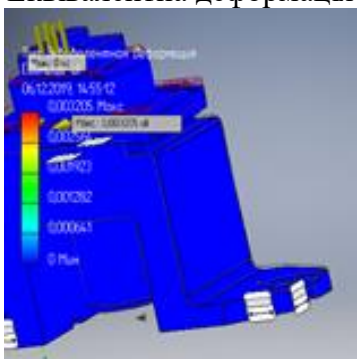
Зміщення по осі Y



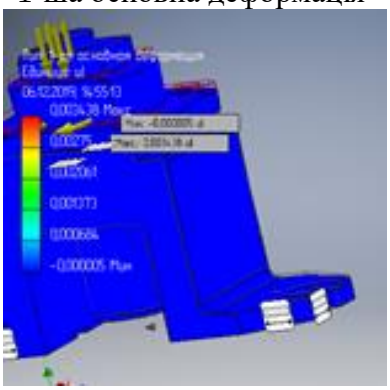
Зміщення по осі Z



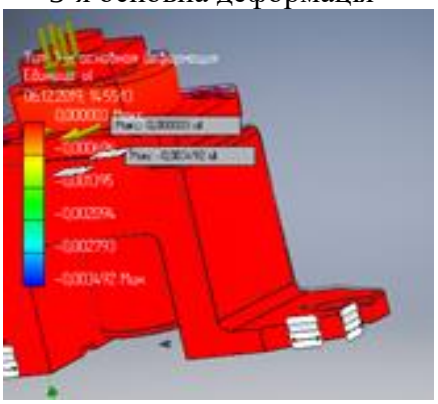
Еквівалентна деформація



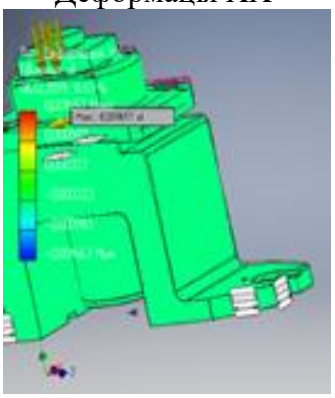
1-ша основна деформація



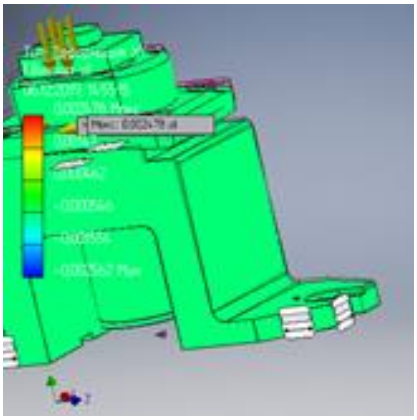
3-я основна деформація



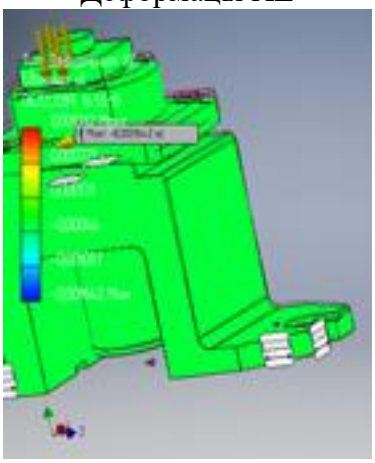
Деформація XX



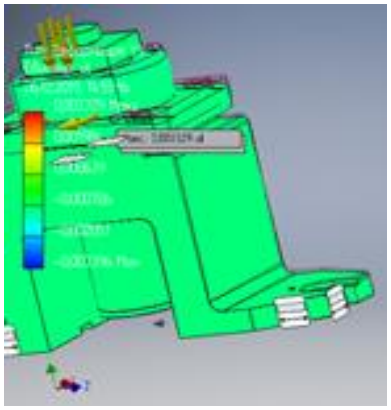
Деформація XY



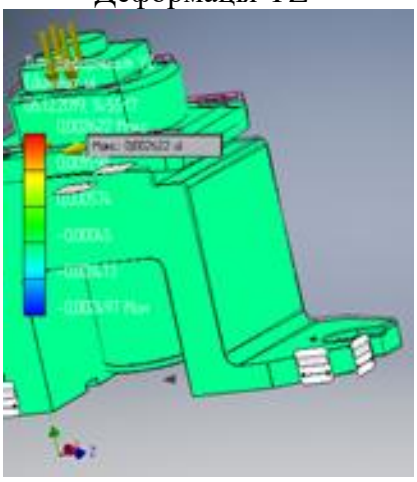
Деформація XZ



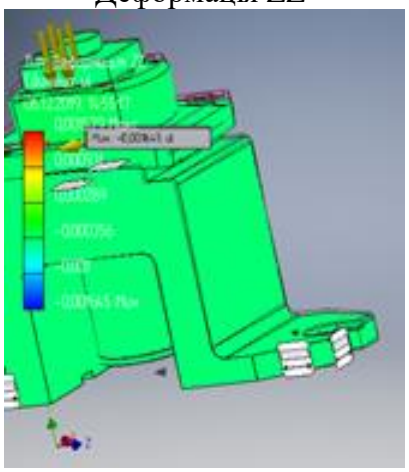
Деформація YY



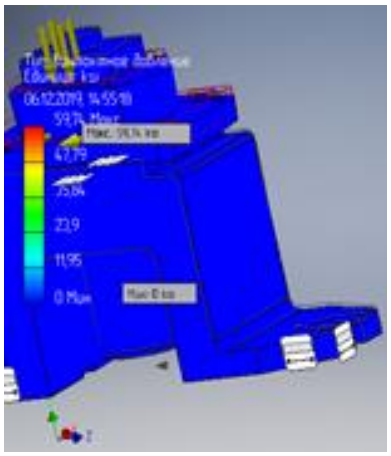
Деформація YZ



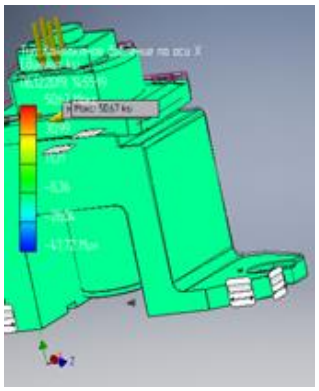
Деформація ZZ



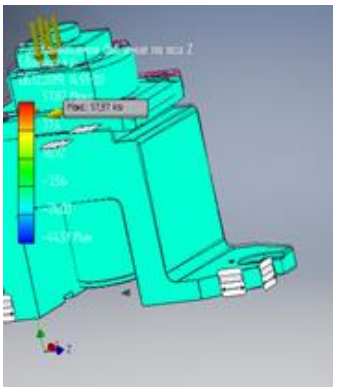
Контактний тиск



Контактний тиск по осі X



Контактний тиск по осі Z



Підбір пришпиндельних приводних механізмів передових фірм – виробників

(Записка МВ-8101мп.МД.000.000 ПЗ)

Прискорювачі шпинделя

NIKKEN (Японія) NX-4	GERRARDI (Італія) GSS-13	Henninger (Німеччина) 848
		
Коефіцієнт прискорення 4 Максимальна частота обертання шпинделя 10000 – 20000 об./хв.	Коефіцієнт прискорення 6 Максимальна частота обертання шпинделя 10000 – 40000 об./хв.	Коефіцієнт прискорення 4 Максимальна частота обертання шпинделя 40000 – 80000 об./хв.
+ Складові частини високої якості; використання прецизійних підшипників; перманентне змащування; можливість використання у верстатах із автоматичною зміною інструмента	+ Можливість замовлення із вибором хвостовика необхідної конусності; широкий спектр вибору типів хвостовиків + При високих коефіцієнтах прискорення – низька затребувана потужність двигуна	+ Турбо-реактивний двигун із центральною подачею повітря

Кутові та багатощпиндельні головки

Розробник_____/Артеменко О.Р./

Керівник_____/Гаврушкевич А.Ю./

Інформаційно-аналітичне дослідження верстатів-аналогів

(Пояснювальна записка МВ-8101мп.МД.000.000 ПЗ)

Верстат широкоуніверсальний фрезерний STALEX X6436A/1

- Виробник – Stalex
- Розмір стола – 1650х360 мм
- Діапазон частот обертання шпинделів – 58-1800 об./хв.
- Потужність двигуна привода головного руху – 4 кВт

Верстат широкоуніверсальний фрезерний ВМ130 з ЧПК

- Виробник – Воткинський машинобудівний завод (1956р.)
- Розміри робочих столів – 160х500; 250х630 мм
- Діапазони частот обертання:
- Вертикальної головки – 45-2000 об./хв.
- Горизонтального шпинделя – 63-2800 об./хв.

Верстат широкоуніверсальний фрезерний JET JMD 1452TS DRO

- Виробник – Тайвань
- Робочий стіл – 1600х360 мм
- Хід консолі – 500 мм
- Діапазони частот:
- Вертикальної головки – 60-1750 об./хв.
- Горизонтального шпинделя – 58-1800 об./хв.

Верстат широкоуніверсальний фрезерний STALEX MUF 150 Servo

- Виробник – Stalex
- Розмір стола – 1370х320 мм
- Хід консолі – 500 мм
- Діапазон частот обертання:
- Вертикальної головки – 45-1560 об./хв.
- Горизонтальної головки – 35-1500 об./хв.
- Потужність сервомоторів (вертикальний/горизонтальний) – 3,0/3,0 кВт

Верстат широкоуніверсальний фрезерний SMO-32

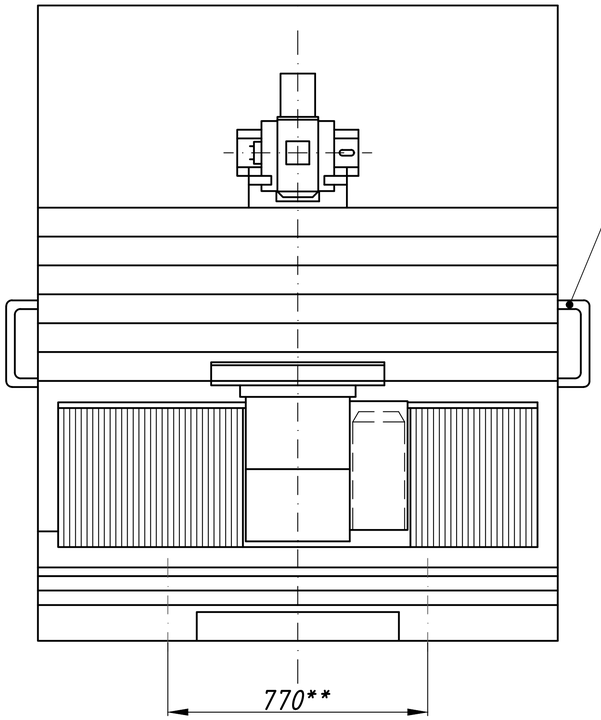
- Виробник - STANKO
- Розмір стола – 750х400 мм
- Діапазон частот обертання:
- Вертикальної головки – 20-2000 об./хв.
- Горизонтальної головки – 63-2200 об./хв.

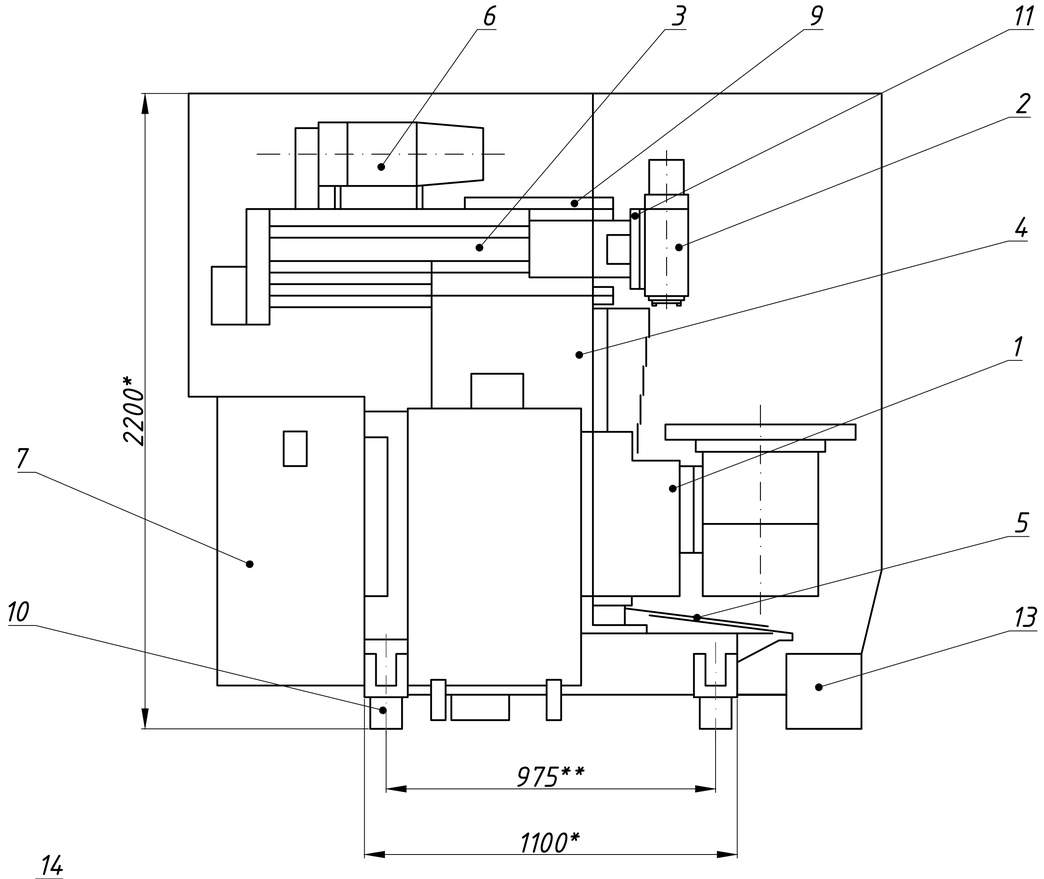
Судячи з середніх величин діапазонів частот обертання шпинделів та великих розмірів робочих поверхонь можна припустити, що дані верстати націлені на обробку середньо- та великогабаритних деталей (до 500 кг, включаючи масу пристосування). У нашому випадку на верстаті буде оброблятися деталь малих розмірів, виготовлену зі сплаву алюмінію.

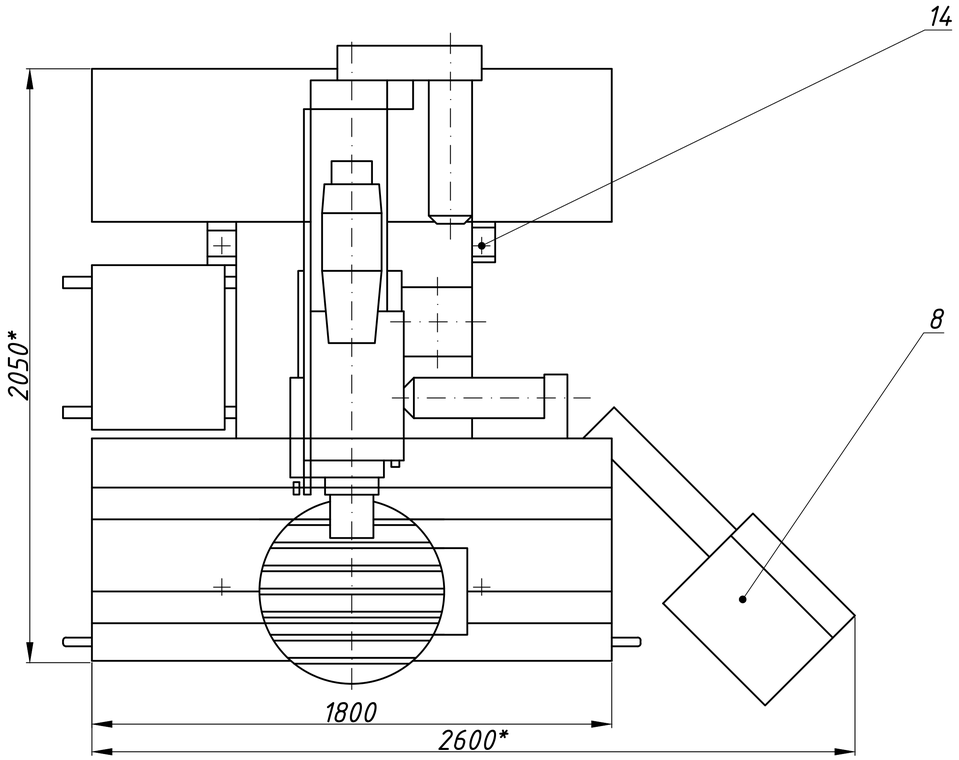
Розробник _____/Артеменко О.Р./

Керівник _____/Гаврушкевич А.Ю./

МВ-81МП.01.00.000 СК







Технічні характеристики

1. Габаритні розміри, мм

Довжина 2050

Ширина 1800

Висота 2200

2. Основні розміри, мм

2.1 Відстань від осі шпинделя до стола, мм

найменша 212±10

найбільша 640±10

3. Розмір робочої поверхні стола, мм

ширина 400±3

довжина 800±3

4. Електродвигун привода головного руху

частота обертів 5000 об/хв

потужність 6,3 кВт

					МВ-8101мп.МД.131.000 ЗВ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Верстат SMO-32 Загальний вигляд	Літера	Маса	Масштаб	
Розроб.		Артеменко ОР.				В	2400	1:10	
Перев.		Гавриленко АВ				Аркуш	Аркушів 1		
Т.контр.						КПІ ім. Ігоря Сікорського			

Перш. застосуб.

Справ.№

Підп. та дата

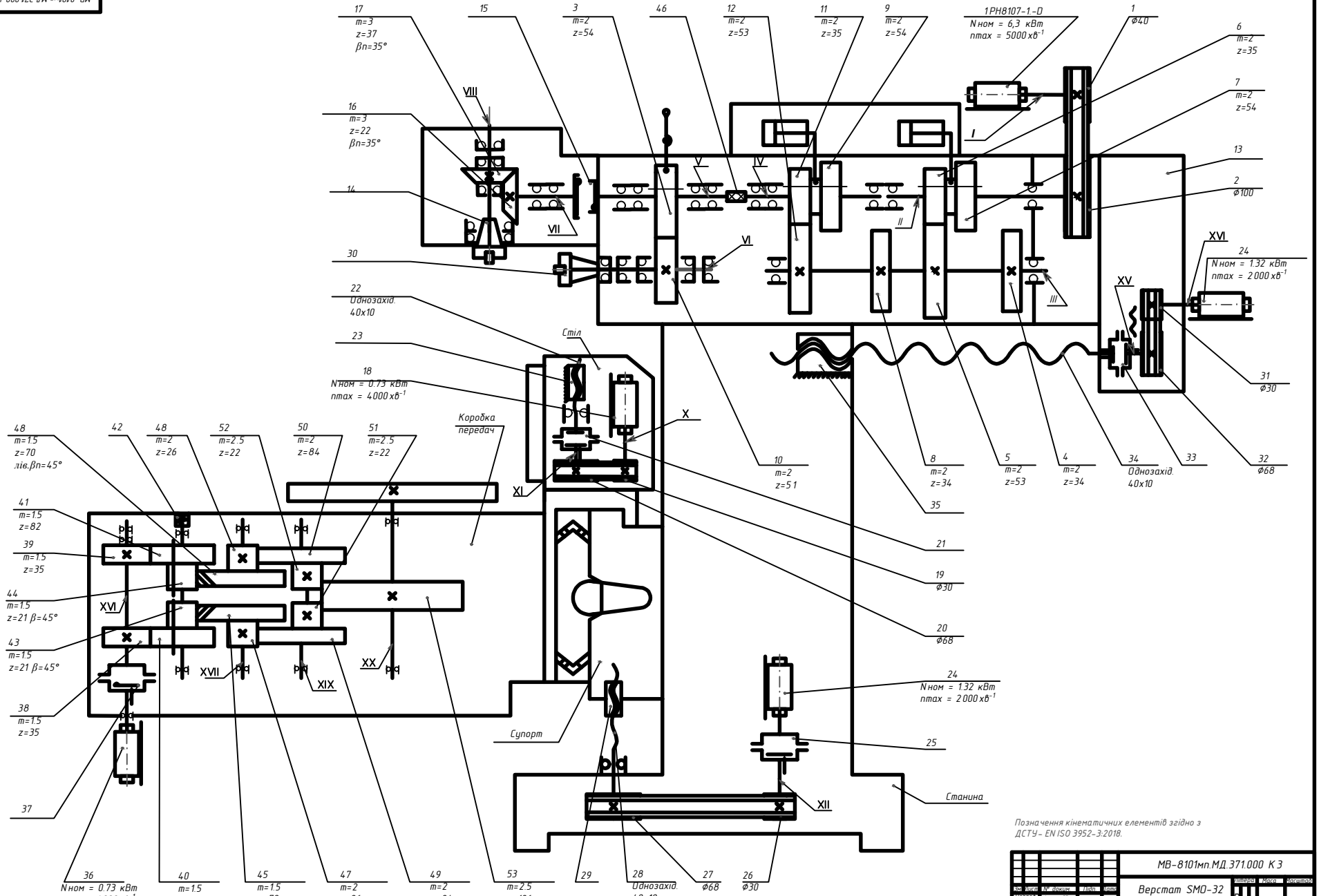
Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підп. та дата

№ підп.

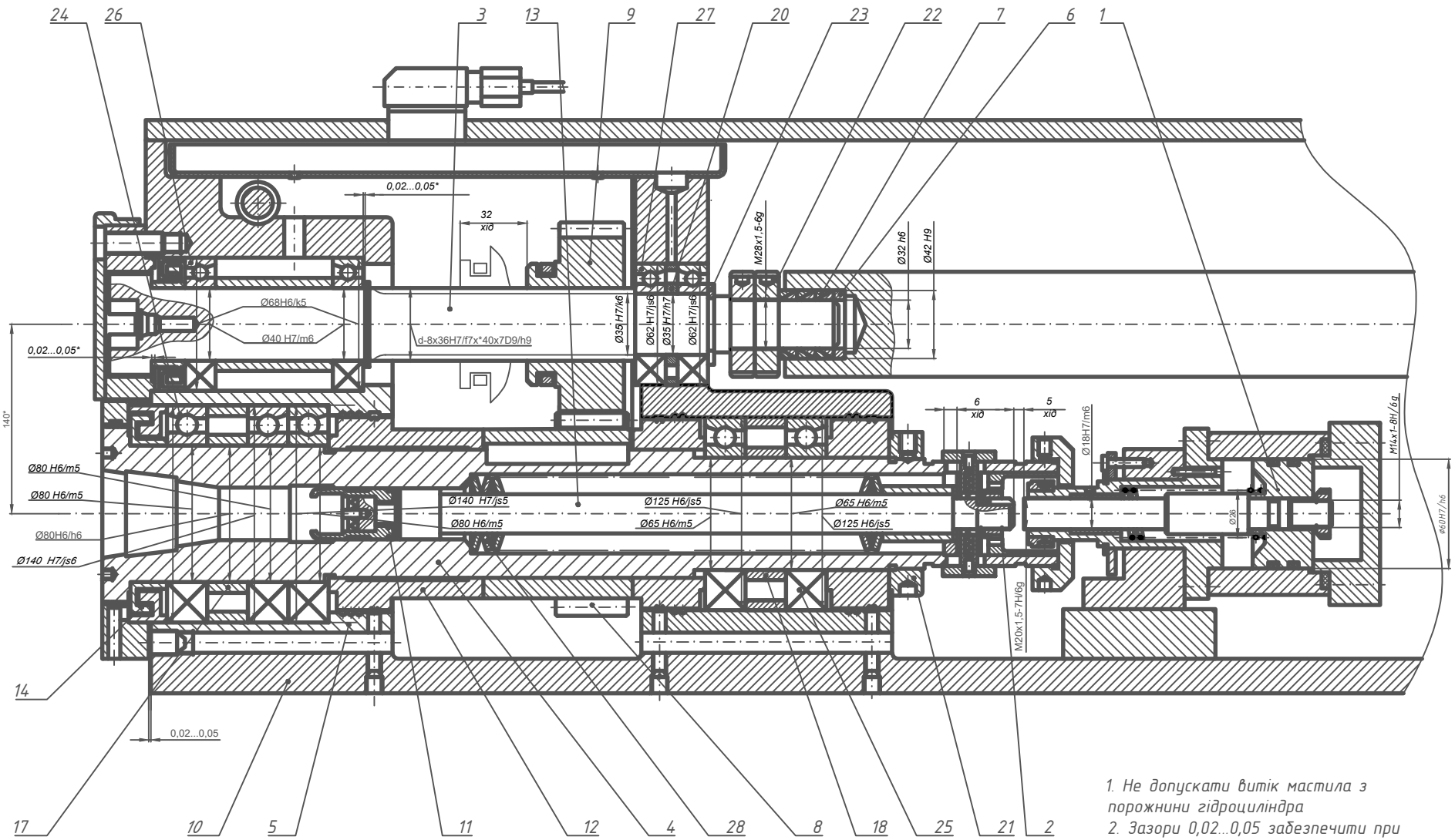
МВ-8101мп.МД.371.000 К3



Позначення кінематичних елементів згідно з ДСТУ- EN ISO 3952-3:2018.

Розр.	Кулинич О.Р.			МВ-8101мп.МД.371.000 К3			
Перев.	Гадзимін А.О.			Верстат SMO-32 Схема кінематична принципова	Літера	Аркуш	Аркушів
Т.контр.							
Н.контр.	Грицай О.П.				Аркуш	Аркушів 1	
Утв.					КПІ ім. Ігоря Сікорського ММІ, МВ-81мп		

МВ-8101мп.МД.421.000 СК



1. Не допускати витік мастила з порожнини гідроциліндра
2. Зазори 0,02...0,05 забезпечити при складанні
3. * Розміри для довідок

Змн.	Арк.	N докум.	Підп.	Дата	МВ-8101мп.МД.421.000 СК		
Розробл.		Сікорський			Шпиндельний вузол Складальний кресленик	Літера	Маса	Масштаб
Перевір.		Гайдашенко				В	89,2	1:1
Т.контр.						Аркуш	Аркушів	
Н.контр.		Грицай С.В.				КПІ ім. Ігоря Сікорського, ММІ, МВ-81мп		
Утв.								

Перв. примін.

Підп. та дата

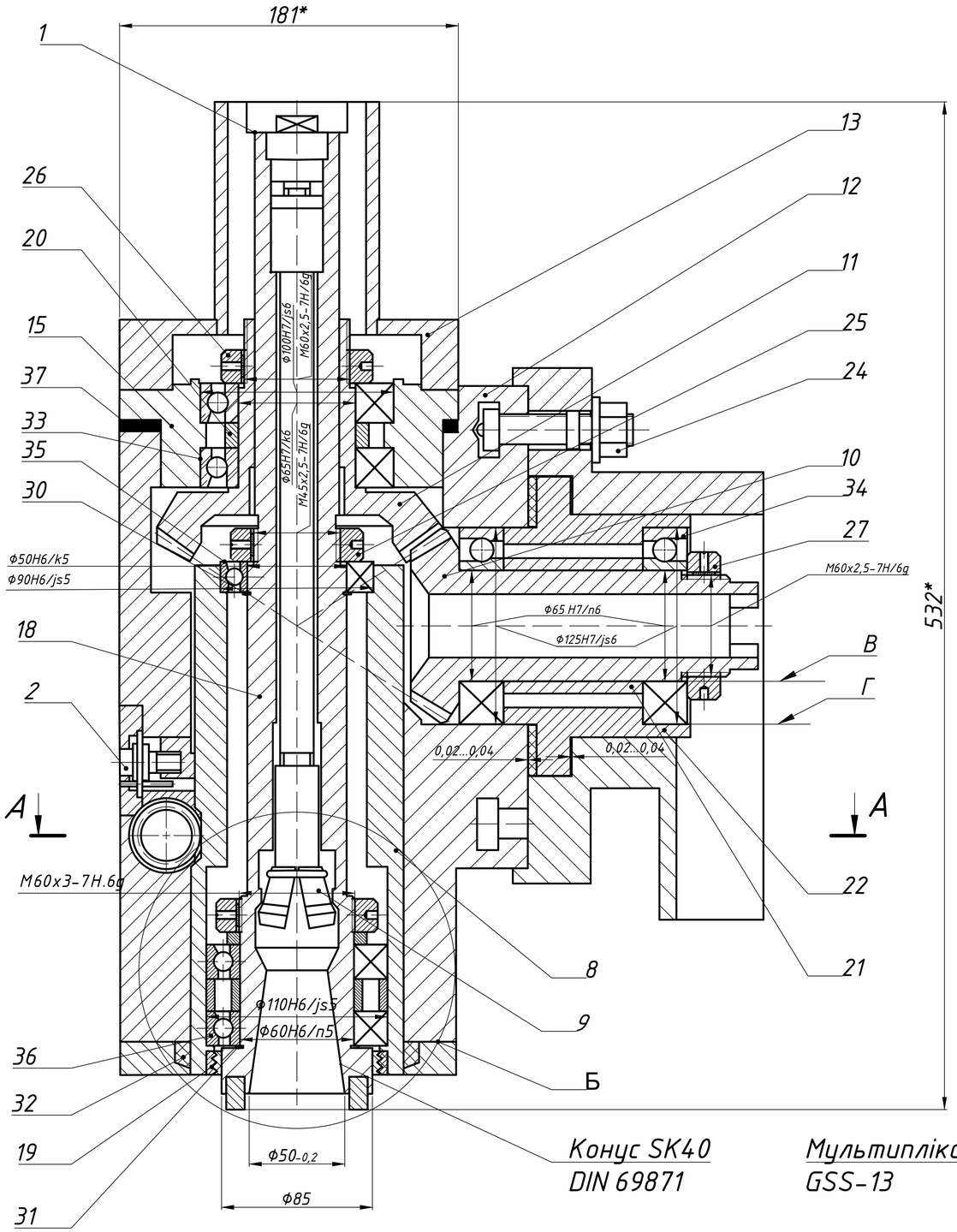
Інв. № дубл.

Взам. інв. №

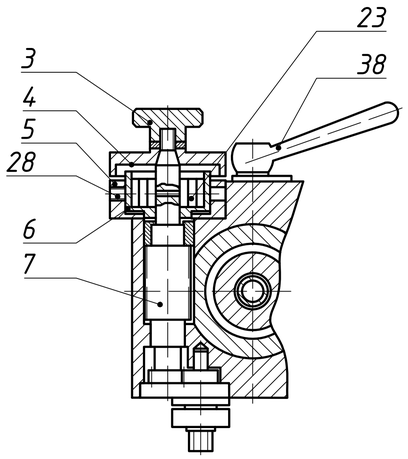
Підп. та дата

Інв. № арк.

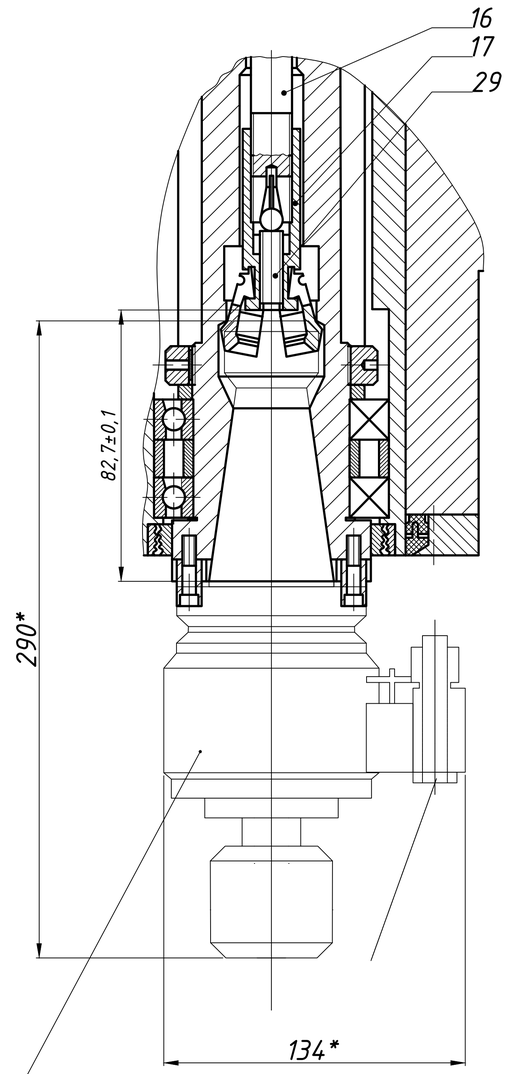
МВ-8101мп.МД.422.000 СК



А-А



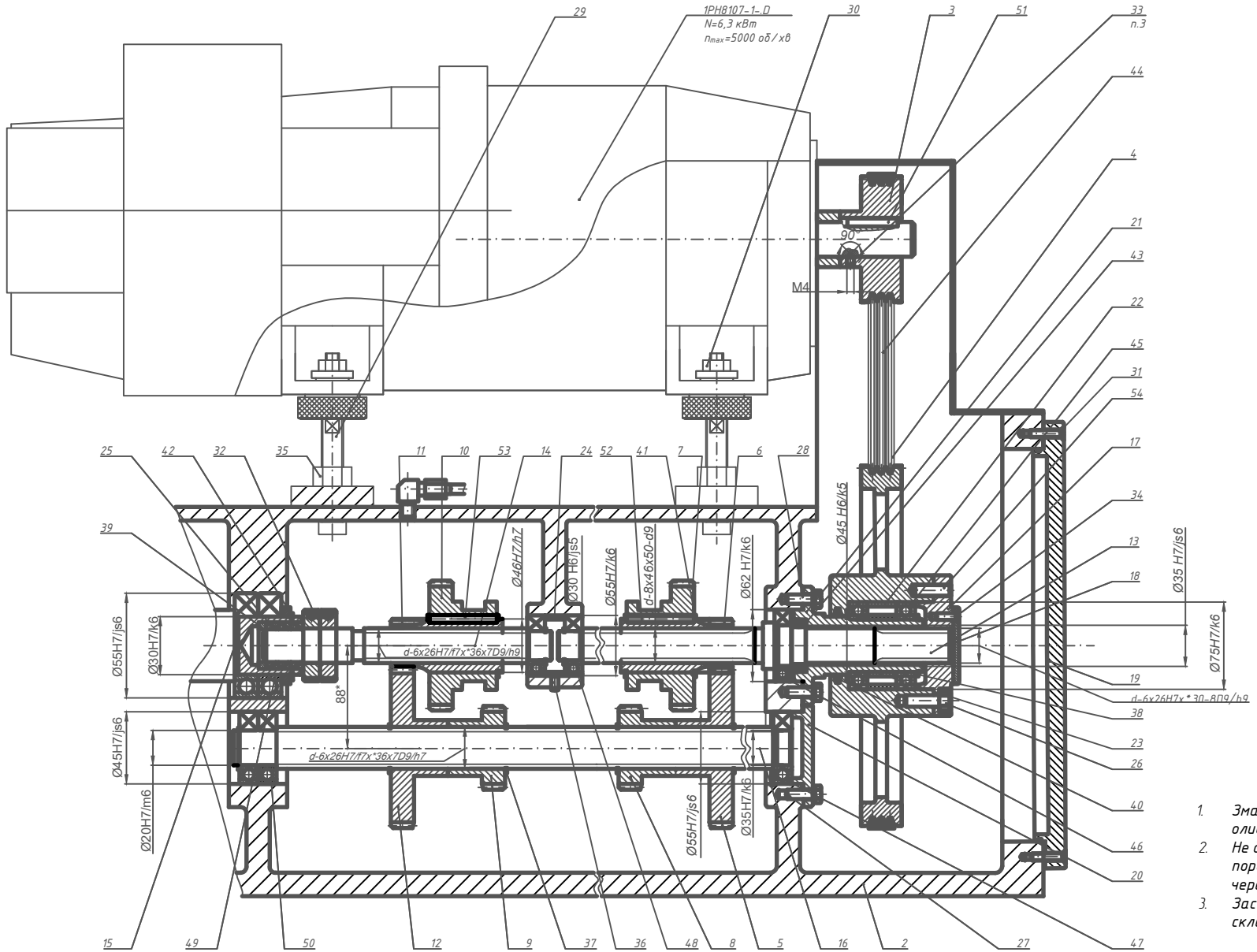
Б



1. Розміри 0,02...0,04 забезпечити при складанні
2. Допуск співвісності поверхонь В і Г деталей поз.10 та поз.22 складає 0,02
3. * Розміри для довідок

					МВ-8101мп.МД.422.000 СК			
Зм	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Вертикальна голівка Складальний кресленик	Літера	Маса	Масштаб
Розроб.		Артеменко О.Р.					81,4	
Перев.		Гафурмайдін А.Ю.				Аркуш	Аркушів 1	
Т.контр.						КПІ ім. Ігоря Сікорського ММІ, МВ-81мп		
Н.контр.		Протасов С.В.						
Утв.								

Справ. № | Підп. та дата | Інв. № дубл. | Взам. інв. № | Підп. та дата | Інв. № подл.



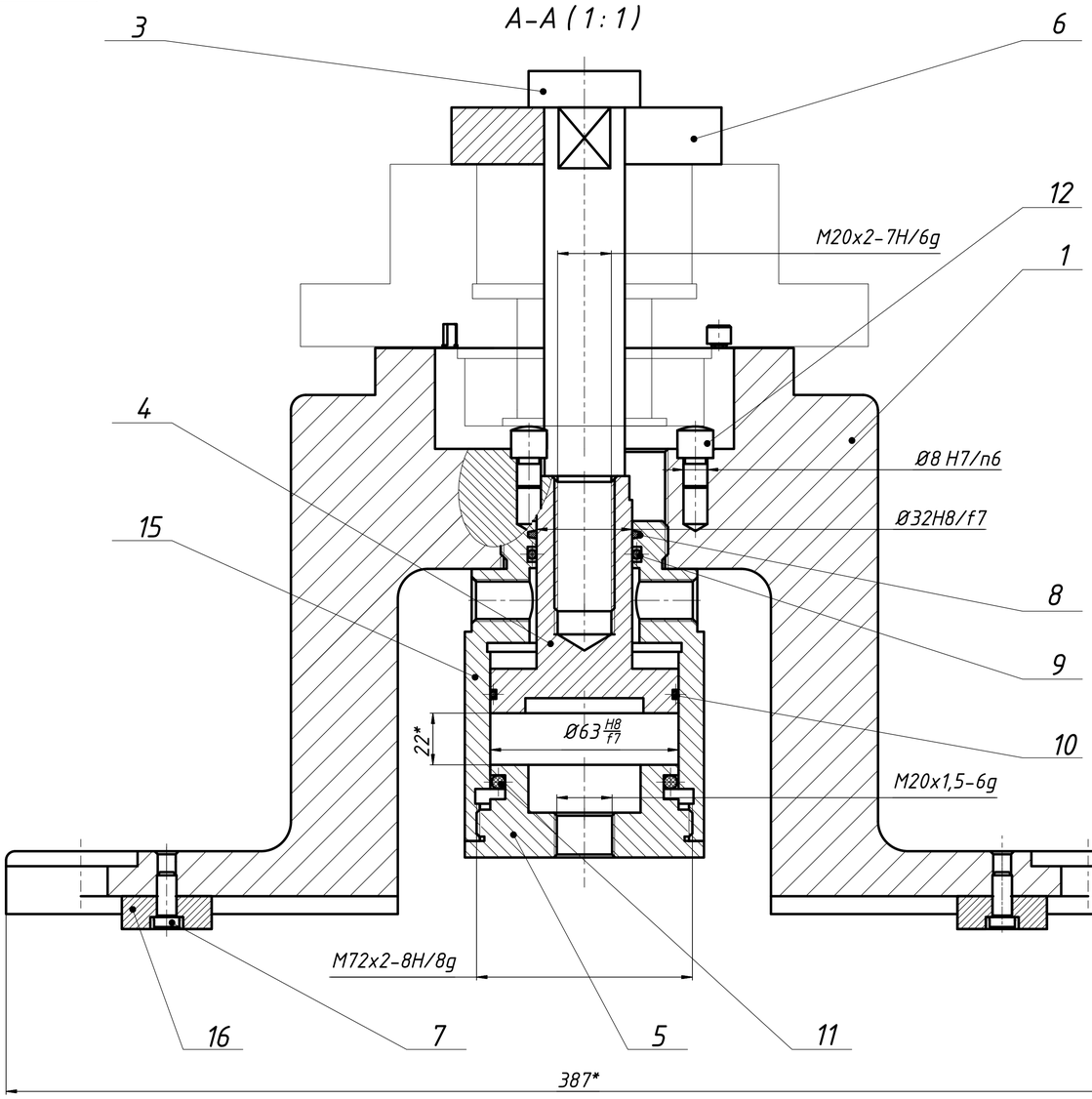
1. Змащування вузлів – імпульсне оливою NLGL 00-000.
2. Не допускається витік оливи з порожнини коробки швидкостей через ущільнення
3. Засверлити по місцю при складанні.

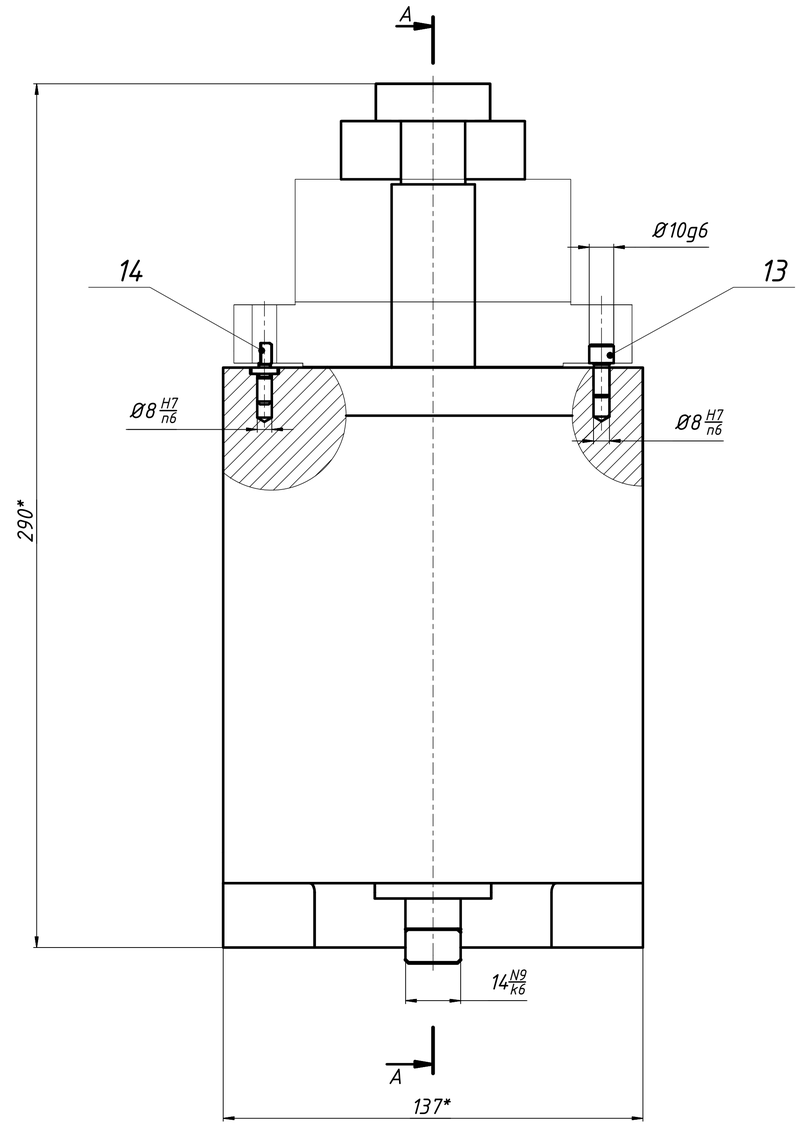
Зм.	Арк.	N докум.	Підп.	Дата	МВ-8101мп.МД.391.000 СК		
Розроб.		Дрозенко О.Г.			Коробка швидкостей Складальний кресленик	Літера	Маса	Масштаб
Перев.		Кібрик А.О.				Э	170	1:1
Т.контр.						Аркуш	Аркушів 1	
Н.контр.		Гроховський С.В.				КПІ ім. Ігоря Сікорського ММІ, МВ-81мп		
Затв.								

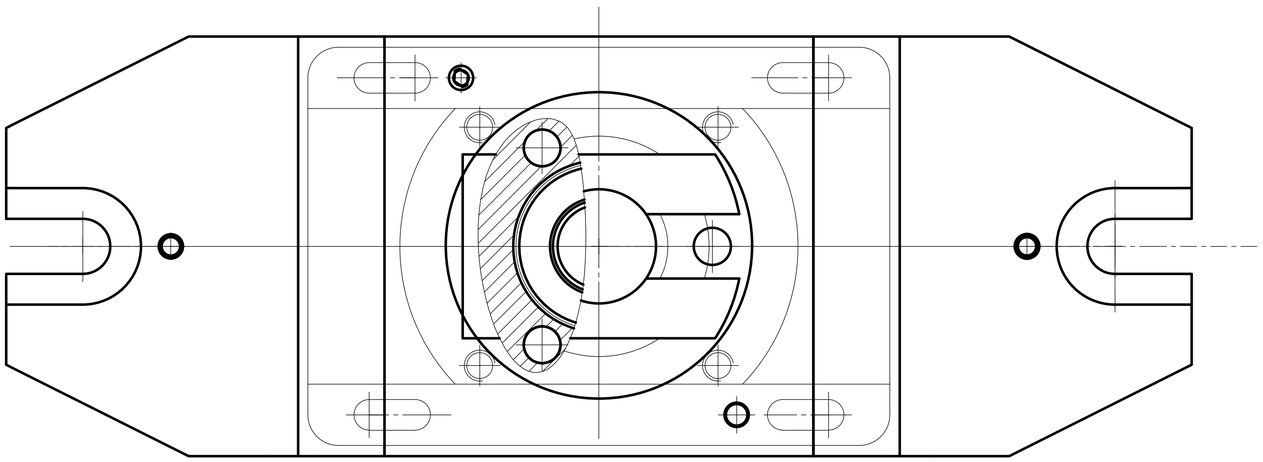
Перв. примін.
Підп. та дата
Інв. № дубл.
Взам. інв. №
Підп. та дата
Інв. № подл.

МВ-8101мп.МД.391.000 СК

МВ-8101мп.МД.410.000 СК







1. Хід поршня поз.4 – 22 мм
2. Робочий тиск гідроциліндра – 10 МПа
3. Витік оливи з порожнини гідроциліндра неприпустимий
4. * Розміри для довідок

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
А1			МВ-8101мп.МД.410.000 СК	Складальний кресленик	1	
				Детали		
БК		1	МВ-8101мп.МД.410.001	Корпус	1	
БК		3	МВ-8101мп.МД.410.003	Тяга	1	
БК		4	МВ-8101мп.МД.410.004	Поршень	1	
БК		5	МВ-8101мп.МД.410.005	Кришка	1	
БК		6	МВ-8101мп.МД.410.006	Шайба спеціальна	1	
				Стандартные изделия		
		7		Гвинт М8-6gх6 ГОСТ 1491-80	2	
		8		Кільце O-Ring 30JB/T 982-1977	1	
		9		Кільце 033-038-30-2 ГОСТ 9833-73	1	
		10		Кільце 055-065-58-2 ГОСТ 9833-73	1	
		11		Кільце 048-065-53-3 ГОСТ 9833-73	1	
		12		Палець 7030-1237-12 ГОСТ 17774-72	3	
		13		Палець 7030-0924-8 ГОСТ 12210-66	1	
		14		Палець 7030-0904 ГОСТ 12209-66	1	
		15		Циліндр 7021-0156 ГОСТ 19899-74	1	
		16		Шпонка 7031-0605 ГОСТ 14.737-69	2	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Артеменко О.Р.		14.11.2015
Пров.		Гавришкевич А.Ю.		
Т. контр.				
Нач.отд.				
Н. контр.		Протасов С.В.		
Утв.				

МВ-8101мп.МД.410.000 СК

Пристосування для фрезерування

Складальний кресленик

Лит.	Масса	Масштаб
В	62,8	1:1

Лист | Листов 1

КПІ ім. Ігоря Сікорського, ММІ, МВ-81мп

Перв. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Копировал | Формат А1

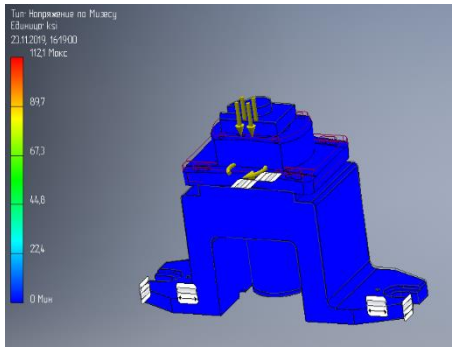
Візуалізація статичного аналізу пристосування для фрезерування лисок

(Кресленик № МВ-8101мп.МД.410.000 СК)

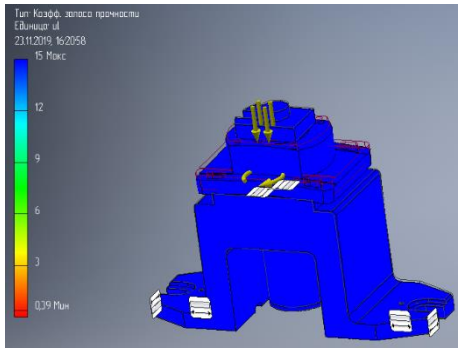
Матеріал заготовки – сплав алюмінію АД31 ГОСТ 4784-97/ГОСТ 22231-2001

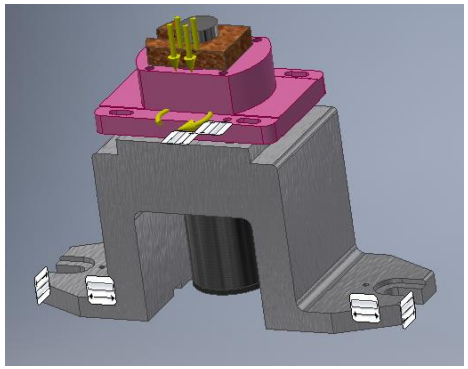
Інструмент – Фреза Ø32 ДСТУ ГОСТ 17026:2008

Напруження по Мізесу

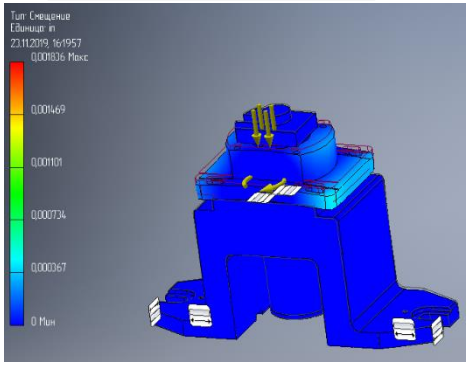


Коефіцієнт запасу міцності

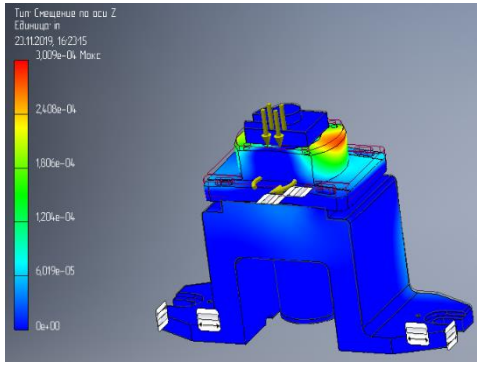




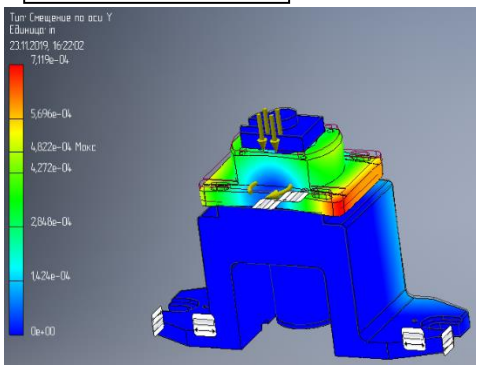
Сумарне зміщення



Зміщення по осі Z



Зміщення по осі Y



Висновок: статичний аналіз показав, що при заданих режимах різання з використанням приведеного пристосування маємо можливість обробляти нашу заготовку. Коефіцієнт запасу міцності K_{min}>1,5.

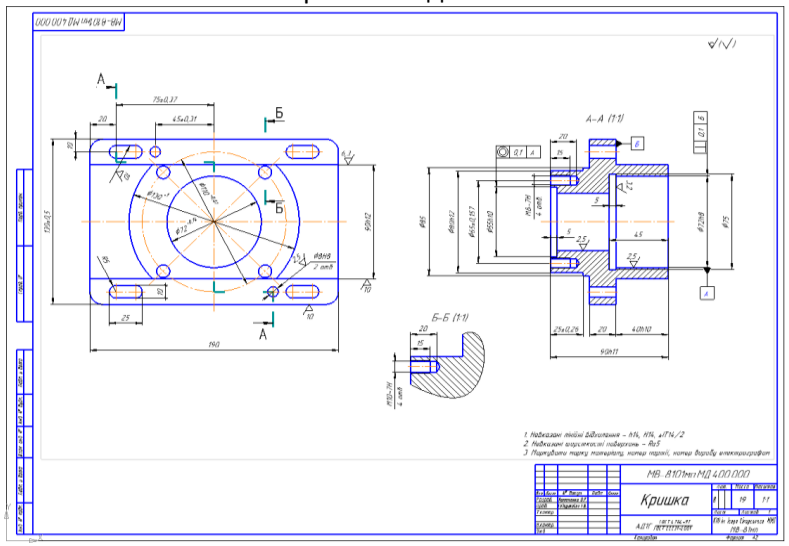
Розробник_____/Артеменко О.Р./

Керівник_____/Гаврушкевич А.Ю./

Розробка керуючої програмт обробки деталі «Кришка» і системі «Heidenhain iTNC640»

(Пояснювальна записка МВ-8101мп.МД.000.000 ПЗ)

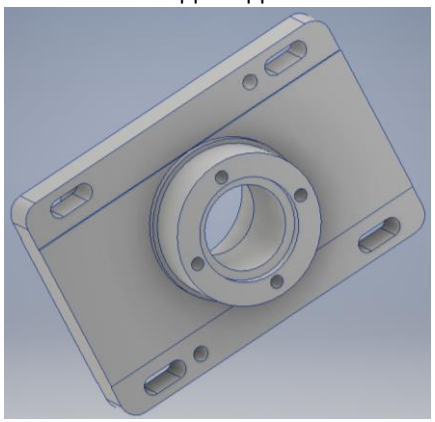
Креслення деталі

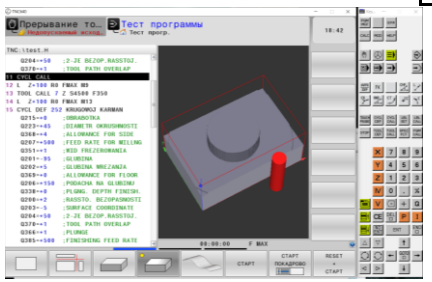


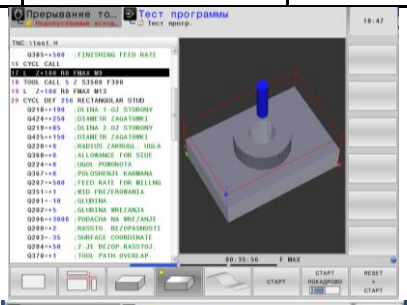
Перелік технологічних переходів

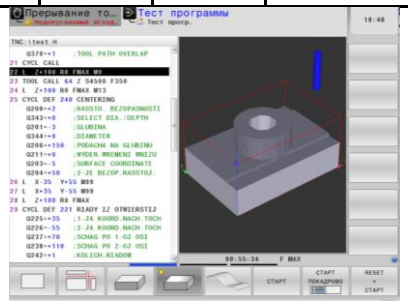
№	Опис переходу	Інструмент	Режими різання		
			Частота S, об./хв	Подача F, мм/хв.	Швидкість V, м/хв.
01	Фрезерування площини	Фреза торцева Ø62	4500	250	187,6
02	Фрезерування цапфи	Фреза кінцева Ø32	4000	300	161,9
03	Центрування 4-х отворів	Свердло Ø2	4500	200	128,3
04	Свердління 4-х отворів	Свердло Ø8,5	4500	200	128,3
05	Нарізання різьб в 4-х отворах	Мітчик М10-7Н	3000	100	86,2
06	Фрезерування 4-х пазів	Фреза Ø10	4200	300	138,7

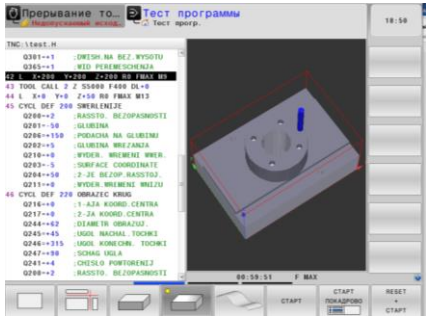
3d модель деталі











Розробник_____/Артеменко О.Р./

Керівник_____/Гаврушкевич А.Ю./